



# **Projeto de um sistema de produção de energia a partir de vapor e a avaliação do melhor processo para condensação**

**ANA CATARINA CARDOSO LEANDRO**

Novembro de 2016

# Projeto de um sistema de produção de energia a partir de vapor e a avaliação do melhor processo para condensação.

Ana Catarina Cardoso Leandro

Novembro 2016

Orientação: Professor Doutor António Alfredo Crispim Ribeiro

## **Agradecimentos**

Agradeço ao Professor António Crispim por todas as ideias e ajudas no decorrer do projeto, pela dedicação, paciência e pelo tempo disponibilizado para o desenvolvimento desta tese.

Agradeço também a todos os docentes do Instituto Superior de Engenharia do Porto que de alguma forma contribuíram para que este trabalho fosse realizado e superado.

Queria também agradecer a todos aqueles (familiares e amigos) que me apoiaram neste jornada, sem nunca deixarem de exprimir uma palavra de força e dedicação do meu trabalho.

Por fim, queria agradecer aos meus pais, por todo o apoio que me foi dado ao longo deste percurso escolar e à minha irmã e ao Tiago por estarem sempre presentes, terem paciência, mostrarem interesse pelo tema e mostrarem sempre uma palavra de apoio quando mais precisei.



## Resumo

A acumulação de resíduos no meio ambiente é cada vez mais alvo de preocupação, dada a poluição que acarreta. Sendo a transformação destes resíduos uma forma de acrescentar valor aos mesmos, torna-se cada vez mais importante investir nesta alternativa sustentável. Neste contexto, e devido à grande acumulação de resíduos de couro no aterro, na região de Felgueiras, foi proposto um projeto que permitisse o escoamento desses resíduos devido a este não apresentar mais capacidade de armazenamento.

Posto isto, surgiu então o tema para esta tese, denominado *“Projeto de um sistema de produção de energia a partir de vapor e a avaliação do melhor processo para condensação”*, em que o princípio de produção de energia se baseia na produção de vapor gerada pela incineração do couro.

Ao longo deste documento foram descritos o ciclo de vapor, mais propriamente o ciclo de *Rankine*, as torres de arrefecimento, utilizadas no âmbito do sistema de condensação (condensador-torre de arrefecimento) e os aerocondensadores. Adicionalmente, foram realizadas breves referências à temperatura de bolbo húmido. Esta análise pretende integrar melhor os conceitos e o funcionamento de todos os equipamentos no sentido de atingir os objetivos desta tese.

De uma forma geral, os objetivos desta tese consistem no projeto de um sistema de produção de energia a partir do vapor e na avaliação do melhor processo de condensação do vapor.

Tendo sido realizada a projeção do sistema de produção de energia e pelo contacto efetuado com a empresa *Siemens* a turbina selecionada foi a SST-110 que apresenta um trabalho de aproximadamente 900kW. O investimento realizado para este equipamento tem o valor de 895.000,00 €.

Para o processo de condensação foram estudadas duas tecnologias, condensador-torre de arrefecimento e aerocondensador. A tecnologia que apresentou um melhor custo/benefício foi o sistema condensador-torre de arrefecimento, apresentando um investimento tecnológico de 226.318,20 € e um gasto energético anual de 6.737,02 €, enquanto que para o aerocondensador o valor do investimento seria de 100.000,00€ e um gasto energético anual de 33.685,10 €.

Conclui-se assim que o modelo da turbina utilizada para as condições de entrada (45 bar e 450°C) e saída (0,1 bar e 45,83°C) será a SST-110 e que o melhor sistema de condensação a utilizar, avaliando todos os parâmetros económicos, será a torre de arrefecimento.

**Palavras-chave:** Energia, turbina, torre de arrefecimento, aerocondensador



## Abstract

The deposition of waste in the environment, and subsequent pollution, is a growing concern. Considering that the transformation of residues can be a way of adding value to end-of-life materials, it is of the utmost importance to invest in this sustainable alternative.

In this context, and due to large accumulation of leather waste in the landfill, located in the region of Felgueiras, this project was proposed with the aim of removing the waste from this overflowing repository of toxic waste.

This problem generated the subject for this thesis entitled *"Project of an energy production system from steam and the evaluation of the best condensation process"* in which the power generation principle is based on the generated steam production by incinerating leather.

In this document the steam cycle is described, more specifically the Rankine cycle. Cooling towers are also subject of analysis, regarding that they are part of the condensation system (condenser-cooling tower). Furthermore, aerocondensers are described and brief references are made about wet-bulb temperature. This description aims to acknowledge specific aspects of each of the equipments clarifying their performance and, by doing so, meeting the general objective of this thesis.

The general goals of this thesis are: designing an energy production system from steam, and evaluating the best steam condensation process.

Having designed the project for the energy production system, Siemens enterprise was contacted and the steam turbine was selected. With all parameters considered, the steam turbine selected was SST-110. This equipment has approximately 900kW of power output and a cost of 895.000,00€.

Two options were assessed for the condensation process, a system comprising a condenser-cooling tower, and an aerocondenser. Regarding the economic feasibility of this process, the main conclusion was that the system condenser-cooling tower had the best cost-efficiency. The investment in this technology is 226.318,20 € with an annual energy cost of 6.737,02 €, as for the aerocondenser, the price of this equipment was fixated in 100.000,00€ and the annual energy cost was estimated to be around 33.685,10 €.

In sum, the best suited steam turbine for the inlet conditions (45bar and 450°C) and outlet conditions (0,1 bar and 45,83°C) is SST-110. In addition, taking into account the economic feasibility, the best suited condensation system is the cooling tower.

**Keywords:** Energy, turbine, cooling tower, aerocondenser





# Índice

<b><u>CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO .....</u></b>	<b><u>1</u></b>
1.1. ENQUADRAMENTO DA TESE.....	1
1.2. INDÚSTRIA DO CALÇADO VS IMPACTO AMBIENTAL.....	1
1.3. ESTRUTURA E OBJETIVOS DA TESE.....	2
<b><u>CAPÍTULO 2 ESTADO DA ARTE E TECNOLOGIA.....</u></b>	<b><u>3</u></b>
2.1. RESÍDUOS DE CALÇADO.....	3
2.2. CICLO DE VAPOR.....	5
2.2.1. CICLO DE <i>RANKINE</i> .....	5
2.2.2 TURBINA .....	8
2.3. SISTEMA DE CONDENSAÇÃO .....	9
2.3.1. DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR.....	9
2.3.2. TORRES DE ARREFECIMENTO.....	11
2.3.3. DIMENSIONAMENTO DA TORRE DE ARREFECIMENTO.....	14
2.3.4. AEROCONDENSADORES .....	15
2.3.5. DIMENSIONAMENTO DO AEROCONDENSADOR.....	17
2.3.5 TEMPERATURA DO BOLBO HÚMIDO .....	18
<b><u>CAPÍTULO 3 O PROJETO .....</u></b>	<b><u>19</u></b>
3.1. CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA .....	19
3.2. DIAGRAMA DO PROCESSO .....	20
3.3. A TURBINA.....	21
3.4. ESTUDO DO MELHOR SISTEMA DE CONDENSAÇÃO .....	24
3.4.1. CONDENSAÇÃO A ÁGUA .....	24
3.4.1.1. CONDENSADOR.....	24
3.4.1.2. A TORRE DE ARREFECIMENTO.....	26
3.4.2 AEROCONDENSADOR.....	29
3.4.3 ESCOLHA DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO.....	31
3.4.4 DIAGRAMA PI.....	33
<b><u>CAPÍTULO 4 O INVESTIMENTO .....</u></b>	<b><u>35</u></b>
<b><u>CAPÍTULO 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTURO.....</u></b>	<b><u>37</u></b>

<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>39</b>
<b><u>ANEXOS.....</u></b>	<b><u>41</u></b>
ANEXOS A- EXEMPLOS DE CÁLCULO .....	41
ANEXOS B- ESPECIFICAÇÕES DOS EQUIPAMENTOS.....	59

# Índice de Figuras

Figura 1 - Esquema representativo do ciclo de <i>Carnot</i> . [5] .....	5
Figura 2 – Ciclo de <i>Rankine</i> [5] .....	6
Figura 3 – a)Ciclo de <i>Rankine</i> com Reaquecimento; b) Ciclo de <i>Rankine</i> com regeneração .....	7
Figura 4 – Torre de Arrefecimento de tiragem natural em fluxo cruzado e em contracorrente [10].....	12
Figura 5 – Torre de Arrefecimento com tiragem mecânica induzida em fluxo cruzado e em contracorrente [12] .....	13
Figura 6 – Torre de arrefecimento com tiragem mecânica forçada [12] .....	13
Figura 7 – Diagrama da força impulsora numa torre de arrefecimento [13] .....	14
Figura 8 – Aerocondensador da central termoelétrica de Hermosillo. [16] .....	17
Figura 9 – Diagrama do processo .....	20
Figura 10 – Temperatura vs Trabalho realizado pela turbina a 25 bar e 450 °C .....	22
Figura 11 - Temperatura vs Trabalho realizado pela turbina a 40 bar e 450°C .....	23
Figura 12 – Turbina SST-110 [17] .....	24
Figura 13 – Entalpia específica do ar em função da temperatura. ....	28
Figura 14 – Esquema do aerocondensador.....	30
Figura 15 - Diagrama de instrumentação e controlo de todo o processo	33



# Índice de Tabelas

Tabela 1 – Composição de materiais de Calçado típico. Adaptado [4] .....	4
Tabela 2 – Principais poluentes na indústria do Calçado. Adaptado [4].....	4
Tabela 3 – Características do couro .....	20
Tabela 4 – Propriedades Termofísicas dos fluidos [19] .....	26
Tabela 5 - Entalpia de saturação e entalpia às propriedades de entrada do ar .....	28
Tabela 6 – Propriedades dos tubos .....	29
Tabela 7 – Propriedades térmicas do Duralumínio .....	29
Tabela 8 – Resumo do investimento referente aos equipamentos .....	35



## Nomenclatura

Variável	Descrição da variável	Unidades
$A_{alheta}$	Área da alheta	$m^2$
$A_b$	Área entre o feixe de tubos e o invólucro	$m^2$
$A_e$	Área externa	$m^2$
$A_i$	Área interna	$m^2$
$A_L$	Área total para as Fugas	$m^2$
$A_{lat}$	Área lateral total	$m^2$
$A_s$	Área da carcaça	$m^2$
$A_{sb}$	Área da folga entre a chicana e a carcaça (por chicana)	$m^2$
$A_{tb}$	Área de folga entre os tubos e as chicanas	$m^2$
$B_c$	Corte da Chicana	%
$c_p$	Calor específico	$J.kg^{-1}$
$ct$	Folga de projeto máxima	mm
$D_b$	Diâmetro do feixe	m
$D_e$	Diâmetro externo	m
$D_i$	Diâmetro interno	m
$D_s$	Diâmetro do invólucro	m
$e_f$	Espessura da alheta	mm
$f$	Fator f de Stevens	-
$G$	Fluxo mássico	$kg.m^{-2}.s^{-1}$
$H_b$	Altura da chicana	mm
$h_e$	Coeficiente pelicular de transferência de calor externo	$W.m^{-2}K^{-1}$
$h'_e$	Coeficiente pelicular de transferência de calor ideal externo	$W.m^{-2}K^{-1}$
$h_i$	Coeficiente pelicular de transferência de calor interno	$W.m^{-2}K^{-1}$
$h_f$	Altura da Alheta	mm
$H_{G1}$	Entalpia da água às condições do ar	$kJ.kg^{-1}$
$h_{si}$	Entalpia saída ideal	$kJ.kg^{-1}$
$k_l$	Condutividade térmica do líquido	$W.m^{-1}K^{-1}$
$L$	Fluxo de água	$kg.m^{-2}.s^{-1}$
$l_b$	Espaçamento entre chicanas	cm
$L_{cond}$	Comprimento dos tubos permutador	m
$L_{lat}$	Comprimento lateral aerocondesador	m
$m_{água}$	Caudal mássico de água	$kg.s^{-1}$
$m_{vapor}$	Caudal mássico de vapor	$kg.s^{-1}$

$N_{cv}$	Número de filas de tubos	-
$N_t$	Número de tubos	-
$N_w$	Número de tubos na zona da janela	-
PCS	Poder Calorífico Superior	$\text{kJ.kg}^{-1}$
Pr	Prandlt	-
Q	Quantidade de calor	$\text{kJ.s}^{-1}$
Re	Número de Reynolds	-
S	Área de secção reta da torre	$\text{m}^2$
T	Temperatura	$^{\circ}\text{C}$
U	Coeficiente global de transferência de calor	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
$u_v$	Velocidade do vapor	$\text{m.s}^{-1}$
$v$	Velocidade do fluido	$\text{m.s}^{-1}$
x	Título do vapor	-
$W_t$	Trabalho turbina	$\text{kW}$
$W_{\text{real}}$	Trabalho real	$\text{kW}$
$W_{\text{isent}}$	Trabalho isentrópico	$\text{kW}$
Z	Altura da torre	$\text{m}$
$\Delta T_{ml}$	Temperatura média logarítmica	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta H_m$	Força impulsora	$\text{kJ.kg}^{-1}$
$\Delta x$	Espessura dos tubos	$\text{m}$
$\rho_l$	Massa Volúmica do líquido	$\text{kg.m}^{-3}$
$\rho_v$	Massa Volúmica do vapor	$\text{kg.m}^{-3}$
$\mu_l$	Viscosidade do líquido	$\text{Pa.s}$
$\mu_v$	Viscosidade do vapor	$\text{Pa.s}$
$\lambda$	Calor latente de vaporização	$\text{kJ.kg}^{-1}$



# Capítulo 1 Introdução

## 1.1. Enquadramento da tese

A sustentabilidade do planeta terra tem sido atualmente alvo de grande preocupação, não só devido ao crescimento da população, e às crescentes emissões de CO<sub>2</sub>, bem como à acumulação de resíduos tanto urbanos como industriais em aterros. Nesse sentido e devido à grande relevância deste assunto, cada vez mais, nos dias de hoje, o tratamento destes resíduos é essencial para o desenvolvimento sustentável do planeta.

Os tratamentos de resíduos para além de apresentarem um carácter muito importante no que respeita ao ambiente, podem acrescentar valor económico e energético aos mesmos, através do aproveitamento destes para diversos fins, designadamente, e no âmbito deste trabalho, para produção de energia elétrica através da incineração do couro. Por isso, a valorização de resíduos gerados a partir da indústria tem sido um alvo de estudo muito promissor.

Dada a grande acumulação de resíduos de couro no aterro da região de Felgueiras, foi proposto um projeto que permitisse o escoamento desses resíduos, uma vez que a capacidade de armazenamento deste aterro se encontra sobrelotada. Considerando esta preocupação surgiu o tema para esta tese: *“Projeto de um sistema de produção de energia a partir de vapor e a avaliação do melhor processo para condensação”* em que o princípio de geração de energia baseia-se na produção de vapor por incineração do couro.

## 1.2. Indústria do calçado vs Impacto ambiental

Uma vez que o concelho de Felgueiras é um dos maiores produtores de calçado em Portugal e que as principais empresas produtoras de calçado se encontram nesta região, o couro é uma matéria-prima essencial à atividade económica destas empresas. [1]

No que diz respeito à indústria do calçado, estima-se que, dependendo da qualidade do couro bem como do tamanho e modelo do sapato, se gere, em média cerca de 0,1 kg a 0,2 kg de resíduos de couro por sapato. [2]

A preocupação pela procura de soluções dos resíduos de couro vem aumentando devido ao facto inalienável de, no processo de curtume, serem utilizados taninos minerais como o crómio, que é altamente nocivo para o meio ambiente, ou extratos vegetais ricos em taninos.

Tendo em conta estas preocupações, foram implementadas soluções a curto prazo, como a colocação dos resíduos das indústrias de curtumes e do calçado em aterros. No entanto a solução de destino final por deposição em aterro não é a mais eficaz, devido à capacidade limitada do mesmo, bem como a pontos bem mais importantes quer no que diz respeito à eliminação dos efeitos ambientais, particularmente a lixiviação de crómio e carga refratária, quer no que se refere à valorização deste resíduo que é desperdiçado. Como tantos outros resíduos industriais, por forma a acrescentar valor, têm sido apresentadas várias alternativas de valorização de couro curtido com crómio, designadamente para produção de aglomerados, produção de energia através de combustão controlada do couro, entre outros. [3]

### **1.3. Estrutura e objetivos da tese**

Este projeto foi proposto no seguimento da necessidade de encontrar uma solução para os resíduos de couro gerados em Felgueiras, normalmente depositados em aterro. O projeto tem como objetivos centrais a produção de energia elétrica, através da queima de resíduos de couro, acrescentando valor ao resíduo, e a avaliação do melhor sistema de condensação no ciclo vapor-água.

Para isto, numa primeira fase, foi necessário recolher informação referente ao funcionamento dos equipamentos e organização dessa mesma informação.

Posteriormente foi necessário fazer simulações, construindo corretamente o fluxograma da instalação, utilizando valores documentados na literatura.

Seguidamente, procedeu-se à avaliação do melhor processo para a condensação do vapor em que, para isso, foi essencial ter em consideração os dados climatéricos da região e o custo *versus* eficiência da tecnologia que será escolhida.

No sentido de obter uma melhor organização da informação dividiu-se este trabalho em 5 partes. No capítulo 1 foi realizada uma introdução, na qual se referiram os objetivos gerais relativos a esta tese, procedeu-se ao enquadramento geral do projeto, bem como a algumas noções da indústria do calçado. Seguidamente, é apresentado o capítulo 2 em que são expostas todas as informações relativas à tecnologia utilizada (turbina, aerocondensador e torre de arrefecimento) e breves referências à temperatura de bolbo húmido. No capítulo 3 são detalhados todos os aspetos relativos ao projeto, como a caracterização do problema, o diagrama do processo e todos os resultados obtidos nos diferentes equipamentos. No capítulo 4 é abordado o investimento relativo ao projeto. Para finalizar, é feito um resumo geral de todo este trabalho onde se apresentam todas as conclusões, incluídas no capítulo 5.

## Capítulo 2 Estado da Arte e Tecnologia

Atualmente a utilização de resíduos para a produção de energia elétrica e térmica tem sido alvo de estudo, uma vez que é uma via que permite obter proveitos económicos e ambientais, acrescentando valor a esses mesmos resíduos.

### 2.1. Resíduos de Calçado

A eliminação de substâncias perigosas durante a fase de produção, bem como a gestão dos resíduos industriais produzidos, têm sido apontados como processos prioritários na utilização mais eficiente de matérias-primas na indústria do calçado na última década. [2]

Apesar de um maior investimento na sustentabilidade ambiental o rápido crescimento do consumo e a diminuição da vida útil do calçado, apresentam-se como desafios que contrabalançam esta política. Paralelamente a estas tendências decorre uma tentativa por parte das empresas de aumentar significativamente a produção, culminando no aumento de resíduos gerados. Estes resíduos são habitualmente depositados em aterros, o que se traduz numa maior pegada ecológica para as empresas deste setor, tornando-se necessário viabilizar alternativas de escoamento. [3]

Estima-se que a produção de calçado tenha aumentado 70 % de 1990 a 2004 para valores a rondar os 17 milhões de pares, números que atualmente já estarão largamente ultrapassados. [4]

Estudos realizados sobre a reutilização dos resíduos indicam que apenas 3 a 5% do total dos resíduos produzidos sejam reutilizados. Apesar de se verificar uma escassa reutilização destes resíduos, a evolução tecnológica tem colocado ao serviço das empresas um variado leque de alternativas de valorização destes excedentes. A borracha pode ser reciclada no fabrico de novas solas aproveitando-se cerca de 50% dos resíduos de borracha produzidos. Quanto aos resíduos de couro em retalhos de maior dimensão são recolhidos, sobretudo por empresas que fabricam artigos de pequena marroquinaria e calçado de criança. [3]

De entre os vários materiais presentes nos resíduos da indústria do calçado, as pequenas aparas de couro curtido com crómio correspondem a cerca de 70 % do total. [2]

Como citado anteriormente, a deposição destes resíduos em aterros tem efeitos ambientais nocivos pelo que se reitera a necessidade de procurar valorizar sustentavelmente estes materiais.

Um entrave que se coloca a um maior aproveitamento sustentável destes resíduos é o facto de ser difícil fazer a sua reciclagem. O calçado pode ter até “40 tipos diferentes de materiais”, sendo necessário segregar os diferentes materiais (Tabela 1). Após este processo, os materiais podem ser granulados e separados consoante os diferentes pesos, tamanhos e o objetivo de reaproveitamento. Um exemplo de uma metodologia eficaz de separação destes resíduos é a utilização de tecnologias baseadas na pressão de ar.

**Tabela 1** – Composição de materiais de Calçado típico. Adaptado [4]

Materiais de Calçado	Percentagem (% massa)
<b>Couro</b>	25
<b>Poliuretano (PU)</b>	17
<b>Borracha termoplástica (TR)</b>	16
<b>Acetato de etileno de vinilo (EVA)</b>	14
<b>Policloreto de vinilo (PVC)</b>	8
<b>Borracha</b>	7
<b>Outros (adesivos, metais, etc.)</b>	7
<b>Têxteis</b>	6

Relativamente aos principais poluentes na indústria do calçado, estes podem ser observados na Tabela 2.

**Tabela 2** – Principais poluentes na indústria do Calçado. Adaptado [4]

Materiais de Calçado	Materiais poluentes para o ambiente
<b>Couro</b>	Crómio, Aldeídos, Solventes
<b>Materiais Sintéticos</b>	Solventes, COVs
<b>Têxteis</b>	Processos químicos, Biocidas
<b>Borracha</b>	Fumo da borracha
<b>PVC</b>	Monómero de Cloreto de Vinilo, Cádmio, plastificantes
<b>Poliestireno</b>	Monómero de estireno
<b>Poliuretano</b>	Isocianato, (CFCs)
<b>Adesivos</b>	Solventes, COVs, cloro

## 2.2. Ciclo de Vapor

Como introdução aos ciclos de vapor é necessário fazer referência ao ciclo que deu origem ao ciclo de *Rankine* (máquina térmica real a vapor), o ciclo de *Carnot*.

O ciclo de *Carnot* descreve uma máquina ideal reversível em que se utiliza a energia sob a forma de calor para gerar energia sob a forma de trabalho com o auxílio de uma turbina. O primeiro passo do ciclo de *Carnot* é um processo isotérmico reversível, no qual o calor é transferido do reservatório de alta pressão (gerador de vapor) para o fluido de trabalho. Seguidamente, o fluido de trabalho segue para a turbina, sendo este um processo adiabático pois ocorre sem transferência de calor, onde durante este processo a temperatura do fluido de trabalho diminui desde a temperatura do reservatório a alta temperatura até à do reservatório de baixa temperatura. Posteriormente à passagem do fluido pela turbina, o mesmo atravessa por um condensador onde o calor é rejeitado para o reservatório de baixa temperatura. Este processo é isotérmico e reversível. Para fechar o ciclo, o fluido é enviado para uma bomba em que após a sua passagem, este dirige-se para o gerador de vapor. Na Figura 1 pode observar-se um esquema representativo do ciclo de *Carnot*. [5]

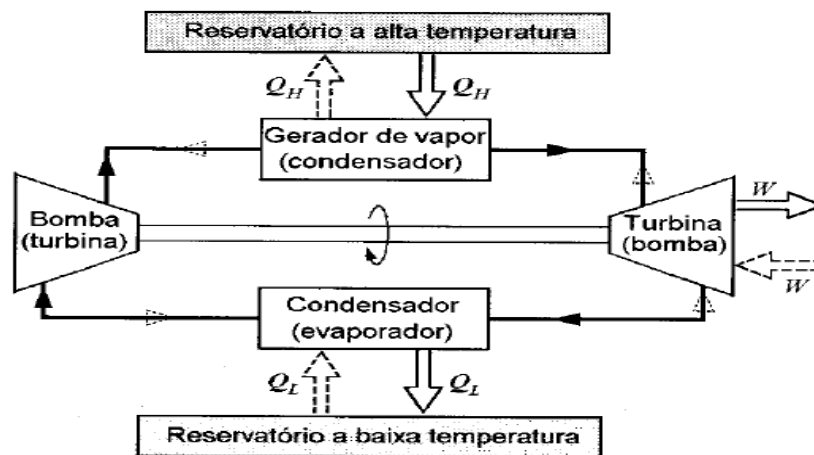
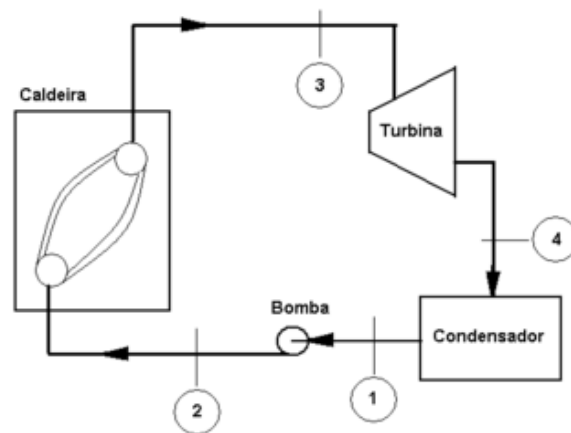


Figura 1 - Esquema representativo do ciclo de *Carnot*. [5]

### 2.2.1. Ciclo de *Rankine*

O ciclo de *Rankine* é o ciclo ideal para uma unidade motora simples a vapor. Este difere do ciclo de *Carnot* pelo facto de no processo de bombeamento, após passagem no condensador, o vapor ter que condensar todo, pois não existe uma bomba que opere de forma conveniente, sendo alimentada por uma mistura de vapor e água líquida. Tendo em conta estas condições, o ciclo de *Rankine* baseia-se nestas premissas.

As etapas que dizem respeito ao ciclo de *Rankine* encontram-se apresentadas na Figura 2.



**Figura 2** – Ciclo de *Rankine* [5]

Os processos que compõem o ciclo de *Rankine* são os seguintes: [5]

- 1-2 – Compressão isentrópica na bomba, processo adiabático;
- 2-3 – Transferência de calor a pressão constante na caldeira;
- 3-4 – Expansão isentrópica e adiabática, na turbina;
- 4-1 – Transferência de calor a pressão constante no condensador.

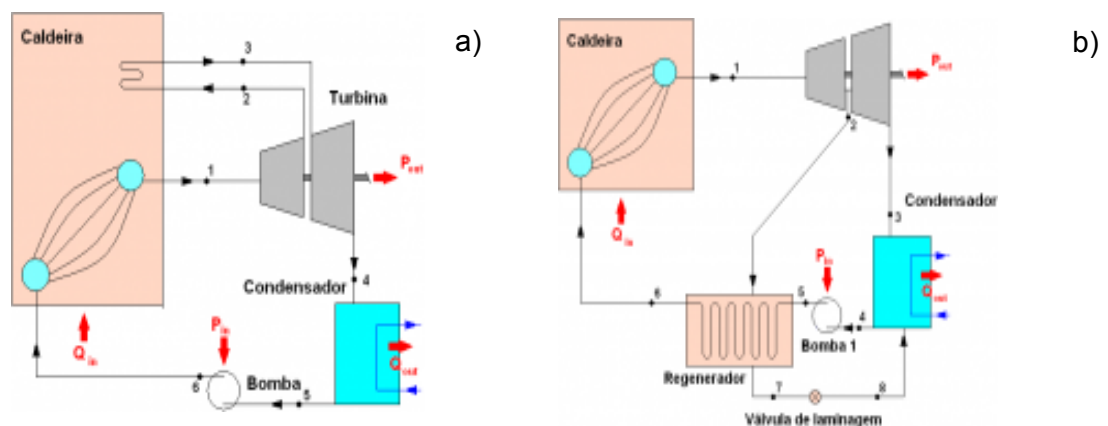
Uma vez que o ciclo de *Rankine* é uma variação do ciclo de *Carnot*, e dado o ciclo de *Carnot* ser o ciclo ideal mais eficiente para o mesmo intervalo de temperaturas, o rendimento térmico do ciclo de *Rankine* é inferior. De modo a aumentar o rendimento térmico a temperatura média do fluido de trabalho deve ser tão elevada quanto possível na caldeira e tão baixa quanto possível no condensador. Algumas formas de aumentar o rendimento térmico do ciclo são a diminuição da pressão no condensador, o sobreaquecimento do vapor ou então o aumento da pressão na caldeira. [6]

Existem algumas variações ao ciclo de *Rankine* por forma a aumentar o rendimento do mesmo. No entanto, a essas variações estão associadas vantagens e desvantagens. Uma das variações é o ciclo de *Rankine* com reaquecimento. Aqui, ao aumentar a pressão na caldeira estar-se-á a aumentar o rendimento do ciclo, mas por consequência diminui-se o título de vapor à saída da turbina para valores inaceitáveis. De modo a tirar partido desta vantagem, para obtenção de rendimentos a pressões elevadas, sem o inconveniente de ter excessiva humidade, existem duas possibilidades: o sobreaquecimento do vapor que, apesar de solucionar este problema, pode apresentar alguns entraves do ponto de vista da metalurgia, pois a

subida da temperatura do vapor para valores muito elevados pode ser perigosa e arriscada; como alternativa, a segunda opção seria expandir o vapor em 2 estágios, reaquentando-o intermediamente. Esta é uma solução prática que, embora não tenha influência evidente no rendimento do ciclo, resolve o problema. Esta solução consiste na introdução de um reaquentamento de maneira a aumentar a eficiência do ciclo. [6]

Outra variação é o ciclo de *Rankine* com regeneração. Neste processo é retirado vapor da turbina para ser utilizado no aquecimento da água de alimentação à caldeira. Desta forma, o ciclo é melhorado devido a essa regeneração, pois esta contribui para controlar o elevado fluxo volumétrico do vapor na fase final da turbina, devido ao elevado volume específico do vapor a baixas pressões. O inconveniente desta variação do ciclo de *Rankine* é necessitar mais do que uma bomba para o processo. [6]

Na Figura 3 pode observar-se um esquema representativo das duas variações ao ciclo de *Rankine* citadas anteriormente.



**Figura 3** – a) Ciclo de *Rankine* com reaquentamento; b) Ciclo de *Rankine* com regeneração

### 2.2.2 Turbina

Com o intuito de realizar a melhor escolha no que diz respeito à turbina, é necessário verificar as condições de entrada e saída do vapor em situações distintas e analisar as que apresentam uma melhor eficiência energética aliada a um melhor custo-benefício. Para isso é importante calcular o trabalho realizado pela turbina, bem como o rendimento isentrópico da mesma. Juntamente com estes parâmetros é essencial definir/fixar as variáveis de entrada e saída para ser possível o cálculo do trabalho que esta realiza.

A quantidade de vapor gerada pela caldeira é um ponto essencial que possibilita o cálculo do trabalho que a turbina realiza para o meio envolvente. Deste modo, o conhecimento das características dos resíduos de couro utilizados é de crucial importância para que seja possível elaborar uma estimativa do vapor formado através do poder calorífico e da quantidade de resíduo existente a ser queimado.

A partir da equação 2.1 é possível calcular o trabalho:

$$W_t = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (2.1)$$

em que,

$\dot{m}$  – Caudal de vapor ( $\text{kg.s}^{-1}$ )

$h$  – Entalpia ( $\text{kJ.kg}^{-1}$ )

Quanto ao rendimento isentrópico este pode ser calculado pela equação 2.2:

$$\eta_{isent,t} = \frac{W_{real}}{W_{isentrópico}} \quad (2.2)$$

em que,

$W_{real}$  – Trabalho real realizado pela turbina (W)

$W_{isentrópico}$  – Trabalho isentrópico (W)

Após ser realizado esse cálculo e com o levantamento económico de todos os equipamentos necessários é imprescindível fazer uma avaliação dos rendimentos versus gastos financeiros acarretados, para que a escolha seja efetuada de forma coerente e ponderada.



## 2.3. Sistema de Condensação

Tal como referido no subcapítulo 2.1, para o ciclo de vapor é necessário ter um sistema de condensação, para que todo o vapor de água seja reaproveitado e seja enviado para o gerador de vapor.

No que diz respeito à condensação do vapor saído da turbina, esta pode ser realizada por aerocondensadores ou, como alternativa, através de um sistema composto por condensador a água acoplado a torres de arrefecimento. A condensação pelo sistema condensador-torre de arrefecimento pode ocorrer em ciclo aberto ou em ciclo fechado. No entanto, devido à disponibilidade limitada de recursos hídricos, aliada às normas ambientais, a instalação de refrigeração por ciclo aberto, no que diz respeito ao arrefecimento por água, é inadequada e dispendiosa, dado que é necessário um enorme volume da mesma. Atendendo a este facto, as configurações em circuito fechado são as mais frequentemente utilizadas neste tipo de sistema de condensação.

### 2.3.1. Dimensionamento do Condensador

Para que seja possível a construção de um sistema de condensação tipo condensador-torre de arrefecimento, é fundamental especificar as propriedades técnicas dos equipamentos que compõe este sistema, isto é, dimensionar estes equipamentos. Neste subcapítulo é reportado especificamente o dimensionamento do condensador.

Para proceder a este dimensionamento foi necessário recorrer a equações na literatura que permitam o cálculo dos coeficientes peliculares de transferência de calor, permitindo deste modo conhecer as dimensões ideais do condensador em questão.

Os condensadores são equipamentos que permitem a troca de calor entre fluidos onde ocorre a mudança de fase de vapor para líquido. Estes podem ser classificados como condensadores verticais ou horizontais.

O permutador em estudo será vertical do tipo carcaça e tubos em que apenas ocorrerá mudança de fase de vapor a líquido saturado. Posto este critério de mudança de fase, o coeficiente pelicular de transferência de calor pode ser calculado pela equação 2.3 de *Boyco e Kruzhilin*: [7]

$$h_i = 0,021 \times \frac{k_l}{d_i} \times Re_l^{0,8} \times Pr_l^{0,43} \times \frac{1 + \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}}}{2} \quad (2.3)$$

em que,

$h_i$  – Coeficiente pelicular de transferência de calor ( $W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$ )

$k_l$  – Condutividade térmica ( $W.m^{-1}.K^{-1}$ )

$d_i$  – Diâmetro Interno (m)

$\rho_l$  – Massa volúmica do fluido na fase líquida ( $kg.m^{-3}$ )

$\rho_v$  – Massa volúmica do fluido na fase vapor ( $kg.m^{-3}$ )

No cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor para o fluido que circula na carcaça (fluido frio) utilizou-se o método de Bell-Delaware. Este parâmetro pode ser calculado pela equação 2.4. [7]

$$h_e = h'_e \times F_n \times F_W \times F_b \times F_L \quad (2.4)$$

em que,

$h_{oc}$  – Coeficiente de transferência de calor ideal para o escoamento perpendicular aos tubos

$F_n$  – Fator de correção que tem em conta o efeito do número de filas de tubos perpendiculares à direção do escoamento

$F_W$  – Fator de correção ao efeito da janela

$F_b$  – Fator de correção para a corrente de passagem esquiva

$F_L$  – Fator de correção para fugas

O coeficiente de transferência de calor ideal para o escoamento perpendicular aos tubos pode ser calculado utilizando a equação 2.5. [7]

$$\frac{h'_e \times d_e}{k_s} = j_h \times Re_s \times Pr_s^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (2.5)$$

Após obtenção dos coeficientes peliculares através da equação 2.6 pode retirar-se o coeficiente global de transferência de calor (U), desprezando a resistência à condução e de sujamento:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_d A_i} + \frac{1}{h_s A_e} \quad (2.6)$$

Por fim calcula-se a área pelo balanço de energia e daí retira-se o comprimento do condensador.

### 2.3.2. Torres de Arrefecimento

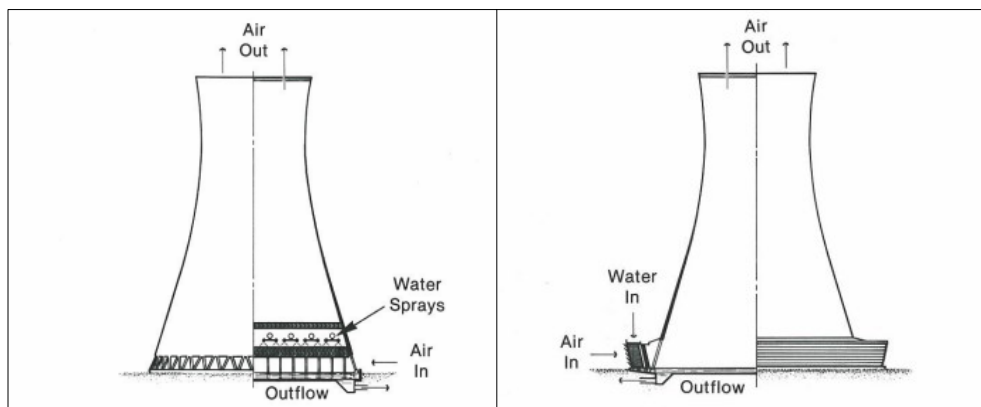
As torres de arrefecimento (TA) apresentam uma grande importância na indústria, pois permitem o arrefecimento da água, que é necessário em muitas situações. De modo a que ocorra esse arrefecimento, é necessário remover o calor produzido (calor residual), sendo que este é não recuperável e terá que ser transferido para o ambiente, através do contacto direto entre a água quente e o ar frio. A quantidade de calor a dissipar é um fator importante na seleção do sistema de arrefecimento. [8]

As TA podem ser agrupadas por diversas formas, de acordo com o seu princípio de funcionamento. Estas podem ser classificadas em torres de tiragem natural ou tiragem mecânica (forçada ou induzida), podem ainda ser caracterizadas pelo ponto de vista da circulação entre os caudais de água e de ar (contracorrente ou fluxo cruzado).

No que diz respeito às torres que utilizam a tiragem natural, devido à grande necessidade de introdução de ar, estas são constituídas por grandes chaminés de betão. Para que a transferência de calor seja eficiente, uma vez que as centrais térmicas necessitam de um enorme volume de água arrefecida, estas apresentam dimensões bastante elevadas, podendo chegar aos 152 m de altura e 122 m do diâmetro da base. A circulação do ar-água em contracorrente, neste tipo de torres, ocorre devido à diferença dos pesos específicos entre a mistura de ar que sai do enchimento e o ar exterior que origina a circulação de ar dentro da torre por convecção natural. As vantagens da utilização deste tipo de torres devem-se ao facto de o ruído destas ser reduzido em relação às TA de tiragem mecânica e também devido ao facto de apresentarem um elevado rendimento térmico. No entanto, existem algumas desvantagens, como sendo, a apresentação de alturas elevadas, devido à utilização de caudais muito elevados e, por consequência, a possibilidade de ter que suportar excessivas forças do vento. [9]

Para torres de arrefecimento de tiragem natural em fluxo cruzado, o enchimento é montado em anel, em torno da sua base e o ar circula perpendicularmente ao fluxo descendente da água. Este procedimento apresenta uma limpeza mais fácil, dado que o enchimento e os distribuidores de água estão mais acessíveis, contudo o rendimento térmico é inferior, devido à natureza da operação ser em corrente cruzada. [9]

Na Figura 4 pode observar-se um esquema representativo de torres de arrefecimento de tiragem natural em fluxo cruzado e contracorrente



**Figura 4** – Torre de Arrefecimento de tiragem natural em fluxo cruzado e em contracorrente [10]

Quanto às TA de tiragem de ar mecânicas, estas podem ser realizadas com ventiladores de insuflação, que se encontram na base, na entrada do ar atmosférico, ou de extracção, em que os ventiladores se encontram no topo, na saída do ar atmosférico. A água cai sobre o enchimento para aumentar o tempo de contacto entre a água e o ar, maximizando, desta forma, o calor transferido entre os dois fluidos. [10]

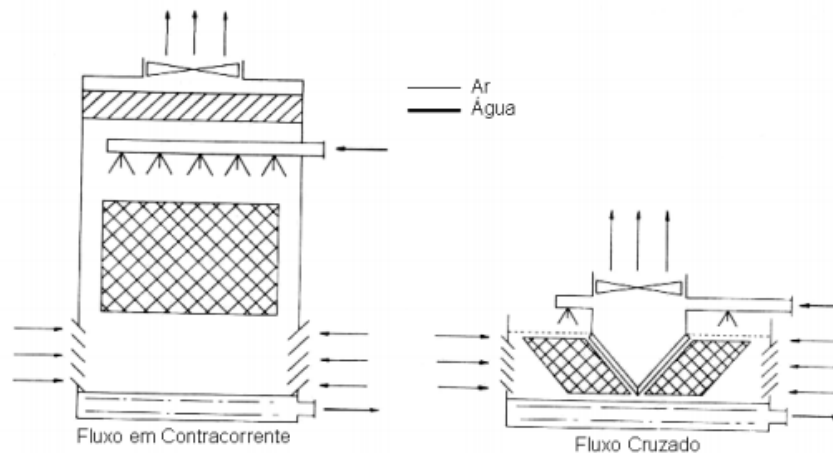
As TA com tiragem de ar mecânica forçada são caracterizadas por apresentarem altas velocidades de ar à entrada e baixas velocidades à saída. Devido a isto, estas torres são mais susceptíveis à recirculação e, portanto, apresentam uma menor estabilidade relativamente às TA com tiragem de ar mecânica induzida. [10] Para torres de tiragem mecânica com insuflação de ar com escoamento em contracorrente, o ar entra na torre através de ventiladores e passa pelo enchimento, seguindo até ao local onde a água é pulverizada. A água que se encontra no circuito atravessa o equipamento e, em contacto com o caudal de ar, promove-se o arrefecimento da mesma. Depois de arrefecida, esta é armazenada no reservatório de água fria, que se encontra na base da torre (bacia de arrefecimento). As torres com esta configuração são de fácil manutenção e apresentam um bom rendimento termodinâmico, devido ao seu escoamento em contracorrente. No entanto, este tipo de torre necessita de uma elevada potência para o funcionamento dos ventiladores e, tal como citado anteriormente, gera ruído, sendo por isso um dos inconvenientes na sua utilização. [11]

Se, pelo contrário, se tiver o mesmo tipo de torres (tiragem de ar mecânica) com o mesmo tipo de escoamento, mas com extracção forçada de ar, o ventilador é colocado à saída da torre (topo). Este tipo de torres é de tiragem mecânica induzida (Figura 5) e apresenta um bom rendimento termodinâmico devido ao seu escoamento ser em contracorrente. No entanto, existem algumas desvantagens: o facto do ventilador trabalhar com uma mistura de ar e vapor de água, promovendo assim uma

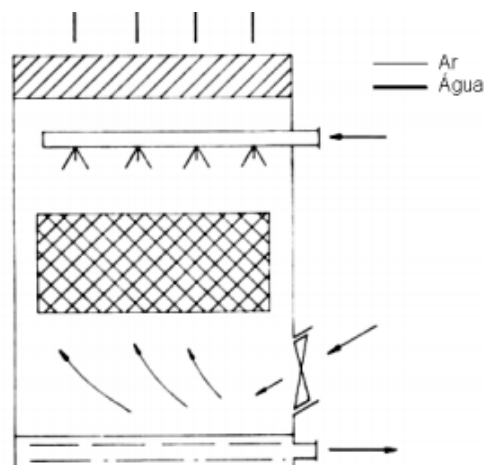
baixa eficiência e, também o facto de a estrutura da torre ter que suportar o ventilador, tornando-o pouco acessível. [10]

No caso de se estar perante torres de arrefecimento com tiragem mecânica induzida de extracção de ar em corrente cruzada, o ar irá circular através do enchimento, de forma perpendicular, relativamente à água que escoar na vertical descendente por acção gravítica. Tal como os outros tipos de torre, esta apresenta vantagens como poder apresentar uma menor altura. Contudo, existem desvantagens relativamente ao rendimento da mesma. Devido ao escoamento dos fluidos ser em corrente cruzada o rendimento da torre é menor, além disso, esta não garante a boa distribuição da água pelo enchimento tendo em conta a configuração do escoamento. [9]

Nas Figuras 5 e 6 podem ser observados os diferentes tipos de torres de tiragem mecânica induzida e forçada, respetivamente.



**Figura 5** – Torre de Arrefecimento com tiragem mecânica induzida em fluxo cruzado e em contracorrente [12]



**Figura 6** – Torre de arrefecimento com tiragem mecânica forçada [12]

### 2.3.3. Dimensionamento da Torre de Arrefecimento

Para o dimensionamento da torre de arrefecimento deve ter-se em conta o balanço de energia do lado do vapor, equação 2.7 de modo a poder calcular o calor necessário a ser removido ao vapor pela água de arrefecimento.

$$Q = m_{vapor} \times \Delta H \quad (2.7)$$

em que,

$Q$  – Energia do vapor (W)

$m_{vapor}$  – Caudal de vapor ( $\text{kg.s}^{-1}$ )

$\Delta H$  – Diferença de entalpias do fluido nas suas condições de saturação ( $\text{J.kg}^{-1}$ )

Posteriormente e com o intuito de ser possível o cálculo do caudal da água para proceder à condensação do vapor utilizou-se a equação 2.8

$$Q = m_{\text{água}} \times c_p \times \Delta T \quad (2.8)$$

em que,

$m_{\text{água}}$  – Caudal de água ( $\text{kg.s}^{-1}$ )

$c_p$  – Calor específico da água à temperatura média ( $\text{J.kg}^{-1}.\text{°C}^{-1}$ )

$\Delta T$  – Salto térmico da torre ( $\text{°C}$ )

Sabendo o salto térmico que a torre possui, realiza-se o cálculo da temperatura média da água na torre  $T_m$  que é dada pela equação 2.9

$$T_m = \frac{T_{L1} + T_{L2}}{2} \quad (2.9)$$

Após obtenção dos dados térmicos e energéticos procede-se à construção do diagrama da força impulsora, que pode ser observado na Figura 7. [13]

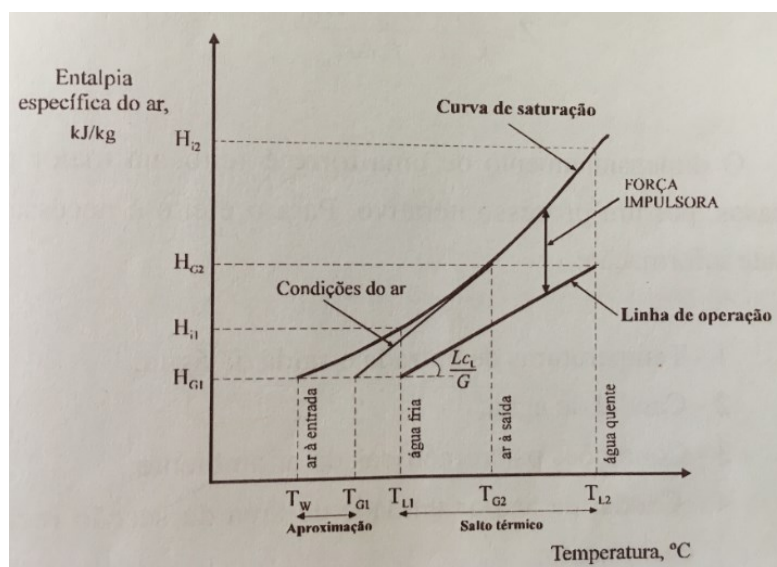


Figura 7 – Diagrama da força impulsora numa torre de arrefecimento [13]

Começa-se então por representar a curva da entalpia do ar saturado em função da temperatura, traçando essa mesma curva. De seguida, a partir dos pontos (TL1, HG1) e (TL2, HG2) (em que HG1 e HG2 representam a entalpia de entrada e saída do ar saturado), traça-se a reta de operação. Para os três pontos é necessário calcular a força impulsora em cada um deles pelas expressões 2.10, 2.11 e 2.12 [13]

$$\Delta H_1 = H_{i1} - H_{G1} \quad (2.10)$$

$$\Delta H_m = H_{im} - H_{Gm} \quad (2.11)$$

$$\Delta H_2 = H_{i2} - H_{G2} \quad (2.12)$$

Após a obtenção dos valores da força impulsora calcula-se  $\frac{\Delta H_m}{\Delta H_1}$  e  $\frac{\Delta H_m}{\Delta H_2}$  de modo a que seja possível a determinação do fator "f", pela utilização da carta de Stevens que pode ser consultada no Anexo A. Assim, a força impulsora média será  $f \cdot \Delta H_m$ .

O cálculo do coeficiente de transferência de massa do lado do gás, geralmente, determina-se variando valores do fluxo de água e ar numa torre de ensaio com o mesmo tipo de enchimento. Os resultados experimentais são regularmente bem traduzidos pela correlação (equação 2.13): [13]

$$k_y a = C(L)^m(G)^n \quad (2.13)$$

em que C, m e n são constantes para o enchimento considerado. Por norma, os valores relativos às constantes indicadas são indicadas pelos fornecedores.

Por último, e com a obtenção dos dados citados anteriormente é possível ser calculada a altura da torre recorrendo à equação 2.14 [13]

$$Z = \frac{G}{k_y a} \times \frac{H_{G2} - H_{G1}}{f \cdot \Delta H_m} \quad (2.14)$$

A equação 2.12 baseia-se no balanço material à água, no balanço entálpico e nas equações fundamentais da transferência de massa e calor.

### 2.3.4. Aerocondensadores

Os aerocondensadores são equipamentos que funcionam como permutadores de calor e permitem a transferência de calor entre fluidos. Segundo o ciclo de *Rankine*, todo o vapor tem de condensar. Tendo isto em conta, à imagem do sistema de condensação condensador-torre de arrefecimento, este equipamento possibilita a condensação do vapor proveniente da turbina. Então, o propósito destes equipamentos é a mudança de estado do vapor à saída da turbina de modo a que se obtenha a máxima eficiência e também que o vapor formado seja reenviado novamente, na forma de água líquida, para o gerador de vapor.

Relativamente aos diferentes sistemas de refrigeração existentes e já supracitados, os aerocondensadores são os menos agressivos para o ambiente. Em

contrapartida apresentam um custo muito elevado e provocam uma perda de rendimento no ciclo água-vapor, uma vez que o calor apenas se transfere dos tubos para o ar ambiente por condução e convecção, o que provoca que o vácuo conseguido no condensador seja menor e a eficiência do ciclo diminua. Esta redução de rendimento implica uma perda de eficiência energética. [14]

O vapor proveniente da turbina é conduzido para o interior de um feixe de tubos de grandes dimensões que constituem o aerocondensador e, com o auxílio de ventiladores, a corrente de ar gerada, em contacto com os tubos, permite a transferência de calor, promovendo a condensação do vapor que circula no interior dos mesmos, operando de uma forma similar ao radiador de um automóvel. A água condensada é armazenada num tanque em que, posteriormente, com o apoio de uma bomba centrífuga, é enviada novamente para o gerador de vapor. [15]

O calor evacuado no aerocondensador transmite-se diretamente para a atmosfera, através do aquecimento do ar como fluido refrigerante, em que a temperatura deste se eleva cerca de 20°C na saída, sendo este valor muito superior em relação às torres de arrefecimento. [14]

No entanto, é preciso ter em atenção aos dados do projeto para a instalação de um sistema de condensação, pois existem alguns factores críticos na fase de conceção da instalação. É importante ter presente as variações médias de temperatura e humidade do local, pois estas influenciam significativamente o dimensionamento de qualquer sistema de condensação (aerocondensadores ou condensador-TA). Portanto, a escolha das condições de projeto dum sistema de condensação deverá ter em conta os dados climáticos reais da região, mas o bom senso deverá sempre prevalecer pois, normalmente, os elevados sobrecustos associadas à adopção de valores absolutos máximos como referência conduzem a contrapartidas económicas desprezáveis.

Na Figura 8 pode observar-se um aerocondensador da central termoelétrica Hermosillo localizada a noroeste da cidade de Hermosillo, no estado de Sonora, no México.





**Figura 8** – Aerocondensador da central termoelétrica de Hermosillo. [16]

### 2.3.5. Dimensionamento do Aerocondensador

Tal como para o dimensionamento da torre de arrefecimento, o primeiro passo a realizar é calcular o calor necessário a ser cedido pelo vapor ao fluido de arrefecimento. Para isso recorre-se ao balanço de energia do vapor entre a entrada e a saída do condensador. [15]

Posteriormente, deverá ser arbitrado um valor de temperatura de saída do ar inicial, podendo ser feita esta estimativa pela equação 2.15 [15]

$$T_{ar\ saída} = \frac{T_{ar\ entrada} - T_{vapor}}{2} \quad (2.15)$$

Obtendo a temperatura de saída do ar pode calcular-se a diferença de temperaturas média logarítmica pela equação 2.16

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{ar\ saída} - T_{ar\ entrada}}{\ln \left[ \frac{(T_{vapor} - T_{ar\ entrada})}{(T_{vapor} - T_{ar\ saída})} \right]} \quad (2.16)$$

De modo a conhecer a área de transferência de calor do equipamento e, uma vez que é essencial a obtenção do coeficiente global de transferência de calor (U), inicialmente, arbitra-se um valor de U que posteriormente será validado. Tendo então o valor, calcula-se a área do aerocondensador pela equação 2.17 [15]

$$A_0 = \frac{Q}{U_0 \Delta T_{lm}} \quad (2.17)$$

Posto isto, começa-se por confirmar se o U arbitrado está de acordo com a literatura. Obtêm-se o número de tubos pela equação 2.18 [15]

$$N_{tubos} = \frac{A}{A_{ext\ tubos}} \quad (2.18)$$

Obtendo o número de tubos, procede-se ao cálculo dos coeficientes peliculares de transferência de calor, bem como do rendimento das alhetas, uma vez que,

geralmente, para estes equipamentos, os tubos utilizados são alhetados para que a transferência de calor seja melhorada. Para o cálculo de transferência de calor no interior dos tubos utiliza-se a equação 2.2 uma vez que apenas se irá condensar vapor no interior de tubos. No entanto para o cálculo do coeficiente pelicular externo utilizou-se a equação 2.19 que é válida para quando um fluido escoar perpendicularmente a um feixe de tubos. [15]

$$Nu = \frac{h \times D_0}{k} = C \left( \frac{v_{\text{máx}} \times D_0 \times \rho}{\mu} \right)^m \times Pr^{1/3} \quad (2.19)$$

### 2.3.5 Temperatura do bolbo húmido

Um aspeto importante a ter em consideração, no que diz respeito aos sistemas de condensação, é a variável temperatura do bolbo húmido. É de conhecimento geral que a capacidade de refrigeração de um fluido depende das condições climáticas do local onde se encontra a instalação.

Antes de mais, foi necessário perceber o que representa a temperatura de bolbo húmido. Por definição, esta corresponde à temperatura mais baixa que o ar pode atingir, quando é arrefecido, devido à evaporação da água, parametrizando a quantidade de calor que o ar pode retirar a uma dada massa de água, quando exposta. Se o ar se encontrar saturado, isto é, se a humidade relativa do ar ambiente for de 100 %, a temperatura do bolbo húmido é igual à do bolbo seco, não permitindo ao ar reter mais água. Quando a humidade relativa é mais baixa, consequentemente a temperatura de bolbo húmido também será mais baixa, sendo esta temperatura o limite teórico de temperatura de água fria. A temperatura de bolbo húmido afeta diretamente o tamanho da torre de arrefecimento e a sua eficiência depois de instalada, sendo que a época mais crítica são os dias quentes e húmidos de verão. [8]

# Capítulo 3 O projeto

Neste capítulo serão abordados todos os aspetos do projeto em questão. Este compreenderá duas fases, sendo elas a fase de produção de energia elétrica e a condensação do vapor proveniente da turbina.

Antes de mais é necessário ser feita uma caracterização/conceptualização do problema para ser possível direcionar uma solução para a resolução do mesmo.

## 3.1. Caracterização do problema

Dado que o concelho de Felgueiras é um dos maiores produtores de calçado, em Portugal, e as principais empresas produtoras de calçado se encontram nesta região, estas utilizam como principal matéria-prima o couro. No que diz respeito ao processo de produção de calçado, a etapa de corte, que antecede a costura, gera resíduos deste mesmo material, sendo que, na maior parte dos casos, os resíduos gerados contêm crómio (considerado resíduo perigoso). Tendo em conta que ainda não se encontraram outras alternativas de valorização sustentável, estes resíduos são depositados em aterros.

O aterro, que se encontra na região de Felgueiras, recebe diariamente 18 toneladas de aparas de couro acabado. Devido à crescente produção desta indústria e à acumulação de resíduos no aterro, surgiu a necessidade de fazer escoar esses mesmos resíduos, uma vez que o aterro já se encontra sobrelotado o que, por sua vez, põe em causa o destino dos mesmos das várias empresas

Este problema deu origem ao tema desta tese, que se propõe a desenvolver e avaliar as várias hipóteses para o tratamento dos resíduos e acrescentar valor aos mesmos. Entre essas hipóteses encontra-se a queima/incineração dos resíduos de couro. Para tal é importante conhecer as características do resíduo que se encontra na Tabela 3.

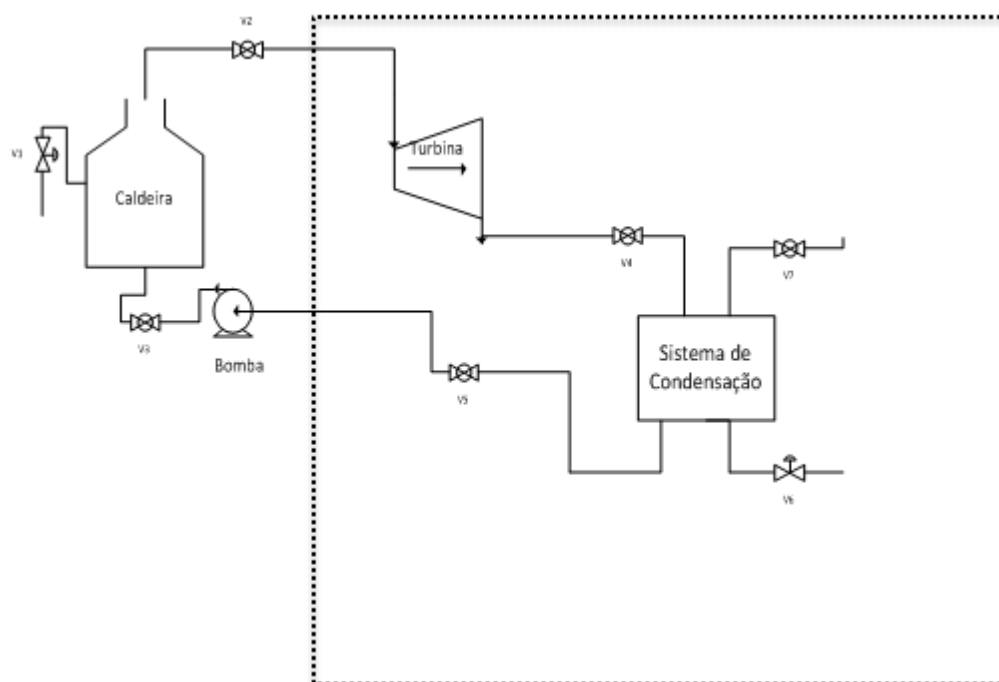
A avaliação das características do resíduo de couro foi efetuada pelo Centro de Inovação em Engenharia e Tecnologia Industrial (CIETI), através da análise de amostras fornecidas pela indústria de calçado de Felgueiras.

**Tabela 3 – Características do couro**

<i>Características</i>	<i>Aparas de couro acabado</i>
<b>Teor em sólidos (%)</b>	87,3
<b>Humidade (%)</b>	12,7
<b>Matéria mineral (%)</b>	9,1
<b>Matéria orgânica (%)</b>	90,9
<b>Carbono total (mg C/mg amostra)</b>	0,64
<b>Carbono inorgânico (mg C/mg amostra)</b>	-
<b>Poder calorífico superior (cal/g)</b>	4.899
<b>Teor em óxido de crômio (%)</b>	2,35

### 3.2. Diagrama do processo

Tal como já citado, o processo iniciar-se-á pela produção de energia elétrica e, posterior condensação do vapor saturado proveniente da turbina. Na Figura 9 pode ser observado o diagrama do processo.



**Figura 9 – Diagrama do processo**

Após a incineração do couro, o calor produzido é transferido para a água armazenada no gerador de vapor, dando origem ao vapor que iniciará o processo de produção de energia elétrica. O vapor gerado, nas condições de 45 bar e 450 °C, passará pela turbina, fazendo com que esta produza trabalho mecânico que, posteriormente, será convertido em energia elétrica, sendo que o vapor sairá nas suas condições de saturação a 0,1 bar e 45,83 °C.

Posto isto, a segunda parte do processo consiste na escolha do melhor sistema de condensação do vapor e, para isso, foram estudadas duas tecnologias: condensação com água arrefecida em torre de arrefecimento e por aerocondensação.

### **3.3. A turbina**

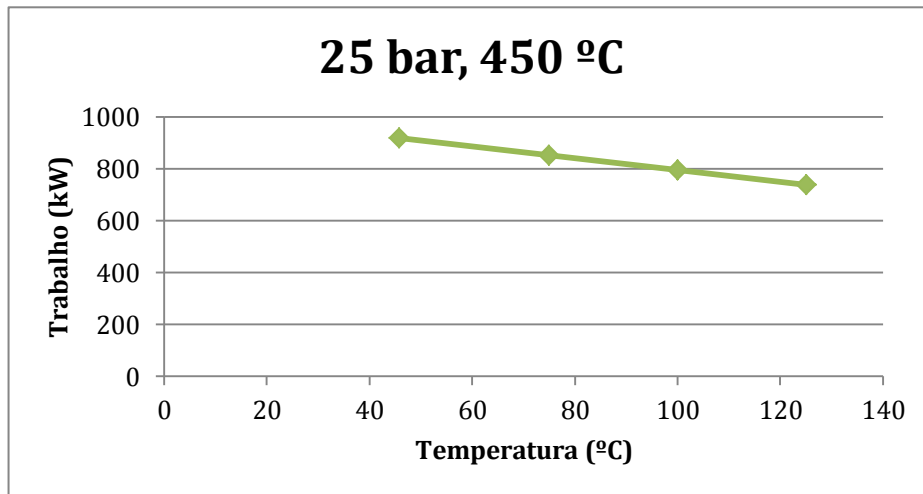
Tendo já conhecimento das características do couro, foi possível começar o estudo da turbina a vapor.

Inicialmente, foi necessário saber qual turbina escolher: a de condensação ou a de contrapressão. No caso em estudo, a mais apropriada é a turbina de condensação, uma vez que a pressão após a passagem do vapor é inferior à pressão atmosférica.

Sabendo as características do couro (poder calorífico superior; humidade do couro à entrada), respetiva quantidade e previamente as condições de trabalho, foi possível calcular: o calor fornecido à água da caldeira pela queima do couro e, posteriormente, calcular o caudal de vapor de entrada gerado pela caldeira.

Para uma primeira aproximação, calculou-se o trabalho realizado pela turbina com as condições de entrada de 25 bar e 450 °C e de saída de 0,1 bar, variando a temperatura de saída entre 125 °C, 100 °C, 75 °C e 45,83 °C (temperatura de saturação a 0,1 bar). O caudal de vapor gerado para estas condições é de 1,19 kg.s<sup>-1</sup>. O trabalho que a turbina realiza difere consoante as temperaturas citadas anteriormente, apresentando os seguintes valores 738,01 kW, 795,15 kW, 852,05 kW e 918,17 kW respetivamente. O rendimento isentrópico obtido para as condições de entrada 25 bar e 450 °C e de saída de 0,1 bar e 45,83 °C foi de 71,14%. Todos os cálculos podem ser consultados no Anexo A.

Na Figura 10 pode observar-se um gráfico representativo do trabalho realizado pela turbina em função das temperaturas utilizadas

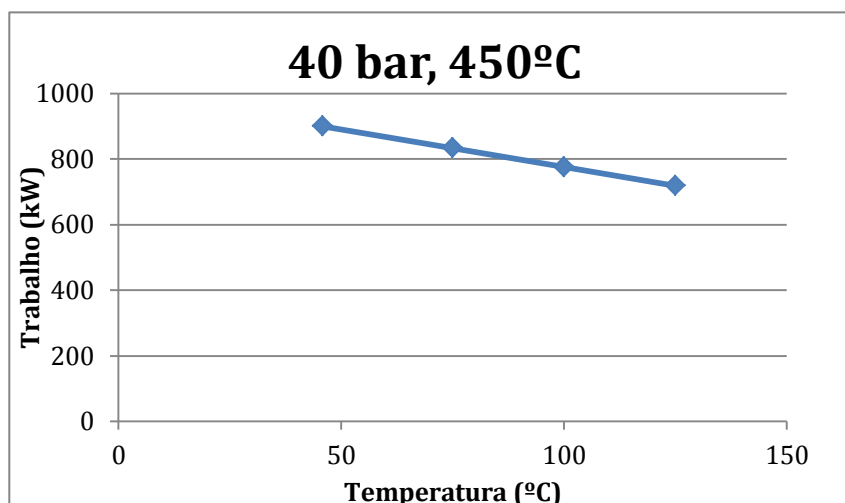


**Figura 10** – Trabalho realizado pela turbina vs Temperatura a 25 bar e 450 °C

Fazendo uma leitura da Figura 10, pode observar-se que, à medida que a temperatura vai baixando, maior é o trabalho realizado pela turbina. No entanto, não é aconselhável que a temperatura diminua mais, uma vez que será formada uma mistura de líquido-vapor, que apresenta um título inferior a 1, dando origem a possíveis danos no equipamento que fazem com que este tenha um maior desgaste e, consequentemente, um menor tempo de vida útil.

Posteriormente, calculou-se o caudal de vapor, bem como o trabalho realizado pela turbina nas mesmas condições de saída que na primeira opção mas, para condições de entrada distintas, isto é, aplicando uma pressão de 40 bar e uma temperatura de 450 °C. O caudal de vapor gerado foi de  $1,21 \text{ kg.s}^{-1}$ . Tal como já supracitado, as condições de saída variaram apenas no que diz respeito à temperatura e, portanto, os valores do trabalho realizado pela turbina para as temperaturas 125 °C, 100 °C, 75 °C e 45,83 °C foram de 718,5 kW, 776,01 kW, 833,27 kW e 899,82 kW, respetivamente. O rendimento isentrópico obtido para as condições de entrada de 45 bar e 450 °C e de saída de 0,1 bar e 45,83 °C foi de 65,87%.

Através da Figura 11 pode observar-se igualmente a relação entre as diferentes temperaturas e o trabalho realizado pela turbina nas condições de entrada de 40 bar e 450 °C.



**Figura 11** - Trabalho realizado pela turbina vs Temperatura a 40 bar e 450°C

Fazendo a leitura do gráfico, pode verificar-se que, tal como para 25 bar e 450 °C, quanto maior a temperatura de saída da turbina, menor é o trabalho realizado por esta, o que era de esperar, uma vez que o que se está a variar é apenas a temperatura de saída da corrente, havendo uma maior diferença de entalpias entre a temperatura de saturação de vapor (condições de saída) e as condições de entrada.

Deste modo, e analisando os resultados obtidos seria de esperar que se utilizasse a pressão de 25 bar e 450 °C com as condições de saída 0,1 bar e 45,83 °C, uma vez que a produção de energia é ligeiramente superior, assim como o rendimento em relação à segunda opção. No entanto, trabalhando com uma maior diferença de pressão entre a entrada e a saída, existem mais possibilidades de melhorar o rendimento da turbina, utilizando reaquecimento e regeneração. Por esta razão, a pressão e a temperatura escolhidas para este trabalho foram de 40 bar e 450°C.

Posto isto, e após apresentadas todas estas opções, foram expostos todos os parâmetros necessários para que a empresa *Siemens* colaborasse na respetiva escolha da mesma, consoante os modelos que esta apresenta. A *Siemens* aconselhou a seleção da turbina SST-110 que se encontra na Figura 12. Todos os parâmetros referentes às especificações técnicas do equipamento encontram-se no Anexo B



**Figura 12** – Turbina SST-110 [17]

### **3.4. Estudo do melhor sistema de condensação**

#### **3.4.1. Condensação a água**

Tal como citado anteriormente, os condensadores são equipamentos que permitem a troca de calor entre fluidos onde ocorre a mudança de fase de vapor para líquido. Relativamente às torres de arrefecimento, estas são dispositivos que permitem a remoção de calor da água para a atmosfera. O sistema condensação a água agrupa estes dois aparelhos que funcionam em conjunto. Nos subcapítulos posteriores são analisadas todas as especificações técnicas necessárias à planificação e projeção deste sistema.

##### **3.4.1.1. Condensador**

Uma vez estimada a quantidade de vapor, no que diz respeito à formalização do problema para a turbina e, considerando a disponibilidade ou não de água junto ao local da instalação, foi necessário definir as condições de entrada e saída, de modo a ser possível dimensionar os sistemas de condensação adequados para este projeto.

De modo a poder conceptualizar o problema, foi necessário definir os parâmetros de entrada e saída do fluido de circulação. Como já citado anteriormente, e uma vez que o sistema de condensação é posterior à passagem do fluido na turbina, as condições de entrada do vapor no condensador foram de 0,1 bar e 45,83 °C com um caudal de 1,21 kg.s<sup>-1</sup>. Sabendo o caudal de vapor e definindo as condições de saída, foi possível saber a quantidade de vapor necessário a retirar para o fluido mudar apenas de fase através da equação (vapor saturado a líquido saturado).



$$Q = m \times \lambda_{(45,83^{\circ}\text{C})} = 1,21 \times (2584,80 - 191,83) = 2884,82 \text{ kW}$$

em que,

$Q$  – Calor retirado ao fluido de circulação (kW)

$m$  – Caudal de vapor ( $\text{kg.s}^{-1}$ )

$\lambda$  – Calor latente de vaporização ( $\text{kJ.kg}^{-1}$ )

Após ser descoberta a quantidade de calor a retirar ao fluido, foi necessário ter em atenção as condições climáticas da região para ser realizado o dimensionamento mais adequado do sistema de condensação. Para isso, foi realizada uma pesquisa, fazendo uma média para o pior cenário, ou seja, para os meses de maior calor (época de verão). Nestas condições o ar apresenta uma temperatura de bolbo húmido de 21 °C em que a temperatura média é de 25 °C e 70 % humidade relativa. [18] Posto isto, e sabendo de antemão que a temperatura da água de arrefecimento não pode ser inferior à temperatura de bolbo húmido do ar, a temperatura de entrada da água estipulada foi de 25 °C e a de saída de 35 °C, apresentando assim um diferencial de temperatura de 10 °C.

Sabendo a quantidade de calor sensível a retirar e as condições da água de arrefecimento, foi possível conhecer a quantidade de água necessária para proceder a esse mesmo arrefecimento, obtendo-se através de cálculo um valor de 69,03  $\text{kg.s}^{-1}$ .

Para ser possível o dimensionamento do condensador, foi necessário arbitrar alguns parâmetros, sendo eles o diâmetro da carcaça (1 m), bem como o diâmetro externo dos tubos ( $d_e = 33,40 \text{ mm}$ ) e a sua espessura ( $\Delta x = 3,38 \text{ mm}$ ). Para arbitrar o diâmetro dos tubos foi necessário verificar dimensões *standard* que podem ser consultadas no Anexo B. Igualmente, foi necessário arbitrar um espaçamento óptimo entre chicanas, sendo esse valor de 0,4 m. [7]

Também foi necessário recorrer a parâmetros/equações de um condensador de carcaça e tubos, para ser possível calcular o número de tubos que permitem a transferência de calor desejada e o coeficiente pelicular de transferência de calor externo. O cálculo encontra-se no Anexo A.

Na Tabela 4 pode observar-se as propriedades termofísicas do condensado e do fluido de arrefecimento.

**Tabela 4 – Propriedades Termofísicas dos fluidos [19]**

Condensado		Água	
$\mu$ l (Pa.s)	5,88E-04	$\mu$ (Pa.s)	7,97E-04
kl ( $\text{W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$ )	6,38E-01	k ( $\text{W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$ )	6,18E-01
$\rho$ v( $\text{kg.m}^{-3}$ )	6,87E-02	$\rho$ médio( $\text{kg.m}^{-3}$ )	9,95E+02
$\rho$ l( $\text{kg.m}^{-3}$ )	9,90E+02		
cpl ( $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{°C}^{-1}$ )	4,18E+00	cpl (médio) ( $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{°C}^{-1}$ )	4,18E+00
Pr	3,85E+00	Pr	5,39E+00

Com a ajuda das propriedades termofísicas dos fluidos e com as expressões 2.3 e 2.4 foi possível obter os valores dos coeficientes de transferência de calor do lado interior dos tubos e do lado exterior, possibilitando o dimensionamento do equipamento. Os valores obtidos para o coeficiente de transferência de calor do lado interior e exterior foram de  $4428,75 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  e  $2977,04 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  respetivamente.

Tendo todos estes parâmetros, calculou-se o coeficiente global de transferência de calor (U), tendo sido obtido um valor de  $1980,33 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ . Este valor, segundo a bibliografia [20], encontra-se ligeiramente acima da gama esperada. No entanto, dado que as correlações empíricas apresentam um erro cerca de 25-30% e, como as resistências à condução e de sujamento foram desprezadas, pode considerar-se o valor obtido. Posteriormente, foi calculada a dimensão do permutador obtendo um valor de comprimento do equipamento de aproximadamente 3 m.

Quanto ao diâmetro da embocadura por onde entrará o fluido frio, este apresentou um valor de 24,26 cm, tendo sido arbitrada uma velocidade  $1,5 \text{ m.s}^{-1}$ . Relativamente ao número de chicanas, consoante o comprimento obtido para o condensador, obteve-se 6, com um o espaçamento entre elas de 40 cm.

### 3.4.1.2. A Torre de Arrefecimento

Para efetuar uma escolha mais adequada do sistema de arrefecimento é necessário verificar todos os parâmetros inerentes ao gasto energético, bem como a água e recursos essenciais de modo a ser possível alcançar o arrefecimento desejado.

Para o dimensionamento de uma torre de arrefecimento é necessário ter conhecimento de algumas variáveis: as temperaturas de entrada e saída da água, tendo sido estipulado um valor de  $25 \text{ °C}$  para entrada e  $35 \text{ °C}$  para a saída; o caudal

de água necessário para proceder à condensação do vapor no condensador; as condições psicrométricas do ar ambiente, o caudal de ar por unidade de área da secção reta do enchimento e, por fim, o valor do coeficiente de transferência de massa multiplicado pela área interfacial por unidade de volume do enchimento ( $k_y.a$ ).

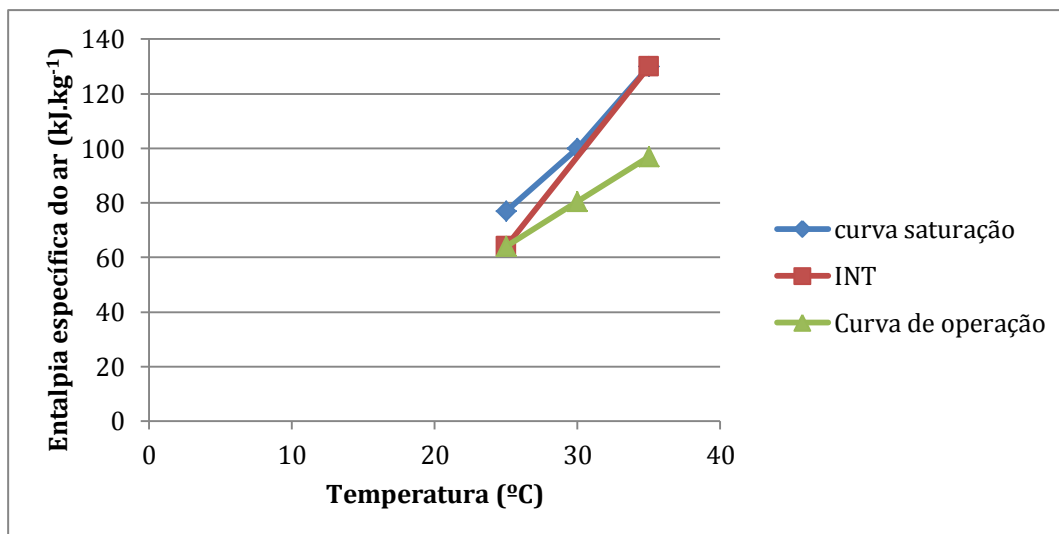
Inicialmente, foi essencial verificar as condições psicrométricas do ar na região de Felgueiras. Tal como citado anteriormente, as condições médias do ar para esta região atingem valores de 25 °C, nos meses de maior calor, apresentando uma humidade relativa de 70 %.

Tendo como referência a informação exposta no subcapítulo 3.4.1.1, utilizou-se o caudal de água de arrefecimento calculado, sendo este de 69,03 kg.s<sup>-1</sup>, bem como as temperaturas estipuladas de entrada e saída da água.

Relativamente às variáveis caudal de ar por unidade de área da secção reta do enchimento e  $k_y.a$ , estas, geralmente, são fixadas pelo fabricante da torre. No entanto, não tendo essa informação por parte do mesmo, arbitrou-se este valor consoante a bibliografia consultada. [13]

Após ter alguns dados para projetar a torre, começou-se por realizar os cálculos. Primeiramente estipulou-se um fluxo de água de 1,6 kg.m<sup>-2</sup>.s<sup>-1</sup>, obtendo uma área de secção reta da torre de 43,15 m<sup>2</sup>. Posteriormente, com o auxílio dos dados psicrométricos do ar para as temperaturas da água de 25 °C e 35 °C fez-se a construção da curva de saturação do ar, como é possível observar na Figura 13. Tendo por base a mesma carta psicrométrica e, considerando as condições do ar à entrada, obteve-se um valor de entalpia de 64 kJ.kg<sup>-1</sup>. Marcando o ponto no gráfico da Figura 13 (25;64), traçou-se, a partir dele, uma linha reta que intersesta a curva de saturação (INT) correspondendo a  $(\frac{L \times c_L}{G})_{máx}$ , ou seja, ao fluxo mínimo que o ar pode adotar.

Através do gráfico da Figura 13 obteve-se um valor de 6,6 para  $(\frac{L \times c_L}{G})_{máx}$ . Posto isto, se se adotar o valor de  $G=2 \times G_{min}$ , ter-se-á um valor de  $(\frac{L \times c_L}{G})_{proj} = 0,5 \times (\frac{L \times c_L}{G})_{máx} = 3,3$ .



**Figura 13** – Entalpia específica do ar em função da temperatura.

Com o declive obtido foi possível traçar a linha de operação real, permitindo assim construir a Tabela 5.

**Tabela 5** - Entalpia de saturação e entalpia às propriedades de entrada do ar

T (°C)	Hi (kJ.kg <sup>-1</sup> )	Hg (kJ.kg <sup>-1</sup> )	ΔH (kJ.kg <sup>-1</sup> )	ΔHm/ΔH
25	77	64,0	13,0	1,50
30	100	80,5	19,5	-
35	130	97,0	33,0	0,59

Com a ajuda do valor da força impulsora  $\Delta H$ , calculou-se  $\frac{\Delta H_m}{\Delta H_1}$  e  $\frac{\Delta H_m}{\Delta H_2}$ , obtendo-se os valores que se encontram ilustrados na Tabela 5. Através da carta de Stevens (Anexo A), determinou-se  $f = 0,98$ . Como  $(\frac{L \times c_L}{G})_{proj} = 3,3$  ter-se-á um valor de G de 2,03 kg.m<sup>-2</sup>.s<sup>-1</sup>. Posteriormente, utilizando a equação de projeto obteve-se uma altura de 2,70 m.

Considerando todos estes parâmetros consultou-se a empresa *Baltimore*, de modo a que esta colaborasse na respetiva escolha do modelo da torre de arrefecimento. Tendo em conta que a disponibilidade de água no local é uma incógnita, foi sugerido que a escolha da torre fosse em ciclo fechado. O modelo aconselhado foi FXVS 1018C-24T-P/P. Dada a capacidade da torre ser demasiado grande e de modo a que se consiga alcançar o objetivo de arrefecer o fluido à temperatura de 25 °C, a empresa teve a necessidade de utilizar duas torres perante a área de secção reta e caudal obtidos. No Anexo B pode ser observada toda a ficha técnica enviada pela *Baltimore*.

### 3.4.2 Aerocondensador

Tal como para a torre de arrefecimento, para o dimensionamento do aerocondensador foi necessário ter conhecimento de algumas variáveis importantes como as condições do ar para proceder ao arrefecimento, algumas especificações dos tubos escolhidos e as propriedades termofísicas do vapor a 45,83 °C e do ar seco a 25,00 °C.

Sabendo, desde já, o calor necessário a remover e, arbitrando o coeficiente global de transferência de calor de  $700 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$  [21], foi possível calcular a área para instalar este equipamento, tendo sido obtido um valor de  $274,54 \text{ m}^2$ .

Posteriormente, de modo a poder verificar se o valor arbitrado estaria dentro do valor descrito na literatura, procedeu-se ao método de cálculo dos coeficientes peliculares de transferência de calor externo e interno dos tubos ( $h_e$  e  $h_i$ ). Para isso, primeiramente, foi importante escolher o tipo de tubo.

Para o caso em estudo foram escolhidos tubos alhetados, dado que a promoção da transferência de calor é superior em relação a tubos sem esta especificação e, também, porque é o tipo de tubos que mais se utiliza para esta tecnologia. Na Tabela 6 pode observar-se as propriedades dos tubos. Também foi importante escolher o tipo de material para que a resistência à transferência de calor seja desprezível. Segundo o fabricante, o material dos tubos é duralumínio (AlCu) e, na Tabela 7, pode verificar-se as propriedades deste material. [22]

**Tabela 6** – Propriedades dos tubos

<b>Propriedades dos tubos</b>	
Diâmetro exterior do tubo de (m)	1,59E-02
altura alheta, $h_f$ (m)	9,55E-03
Número de alhetas/unidade longitudinal $N_f$	315
L (m)	1,5
Espessura do tubo, $e_t$ (m)	3,18E-03
Espessura da alheta $e_f$ (m)	2,79E-04

**Tabela 7** – Propriedades térmicas do Duralumínio

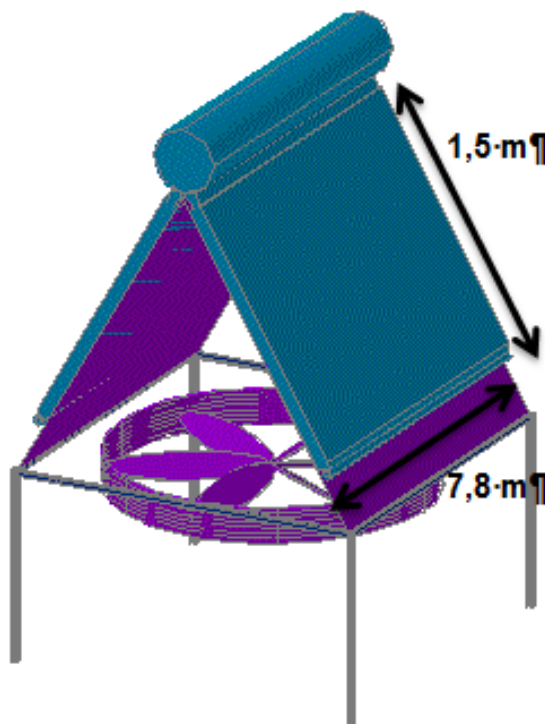
<b>Propriedades térmicas do Duralumínio</b>	
$\rho$ (AlCu) ( $\text{kg.m}^{-3}$ )	2,787
$c_p$ AlCu ( $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )	883
difusividade AlCu ( $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$ )	6,68E-05
$k$ AlCu ( $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )	165

Possuindo, desde já, as propriedades dos tubos, bem como as propriedades térmicas do material de que estes são constituídos, possibilitou-se o cálculo da área dos tubos, das alhetas, do número de tubos e, conseqüentemente, dos coeficientes peliculares de transferência de calor. Para o cálculo do  $h_i$ , este foi obtido através da equação de *Boyco & Kruzlin*, como citada anteriormente, tendo sido obtido um valor de  $32057,54 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ . Já para o caso do  $h_e$ , foi necessário saber a eficiência das alhetas, sendo o resultado obtido de 83% e, também, a velocidade a que o ar circula por entre os tubos. Esta velocidade foi arbitrada, tendo sido consultada a literatura para o efeito, sendo dado um valor de  $3,5 \text{ m.s}^{-1}$ . [15] Beneficiando de todos estes parâmetros calculou-se o  $h_e$ , obtendo um valor de  $52,39 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ .

Após terem sido calculados os coeficientes peliculares de transferência de calor, executou-se o cálculo do  $U$ , tendo obtido um valor de  $760,57 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ , e uma área de  $252,68 \text{ m}^2$ , valores muito próximos aos que foram arbitrados inicialmente.

Uma vez que se arbitrou 3 módulos que operam em paralelo e, sabendo antecipadamente a configuração do equipamento (estrutura em A em forma de triângulo equilátero com inclinação de  $60^\circ$ ), com o auxílio da área lateral total ( $A_{\text{lat}} = 69,92 \text{ m}^2$ ) foi possível identificar qual o comprimento lateral do aerocondensador, resultando num valor de 7,8 m.

Na Figura 14 pode observar-se um esquema do aerocondensador.



**Figura 14** – Esquema do aerocondensador

### 3.4.3 Escolha do sistema de Arrefecimento

Tendo dimensionado e calculado todos os parâmetros relativos ao sistema de arrefecimento, segue-se a escolha do equipamento. Para isso, fez-se um levantamento da potência das tecnologias apresentadas ao longo desta dissertação, bem como do investimento inicial que terá de ser realizado para cada equipamento.

Posto isto, verificou-se que para a TA, considerando que se obteve uma área de secção reta de  $43,15 \text{ m}^2$ , um caudal de  $69,03 \text{ kg.s}^{-1}$  e, segundo o fornecedor *Baltimore*, terá de se investir em mais do que uma só torre. Tendo em conta que o diâmetro obtido para uma única torre seria excessivamente grande, dividiu-se o caudal para operar em duas torres e escolheu-se o modelo da torre FXVS 1018C-24T-P/P. Uma vez que foi escolhido o modelo FXVS 1018C-24T-P/P I e serão utilizadas duas torres, estando, portanto, agregada a esta tecnologia o condensador, o gasto médio de investimento desta tecnologia é de 226.318,20 €. Quanto ao gasto energético e, supondo que esta unidade trabalha 24h/dia e 334 dias/ano a cifra anual seria de 6.737,02 €/ano

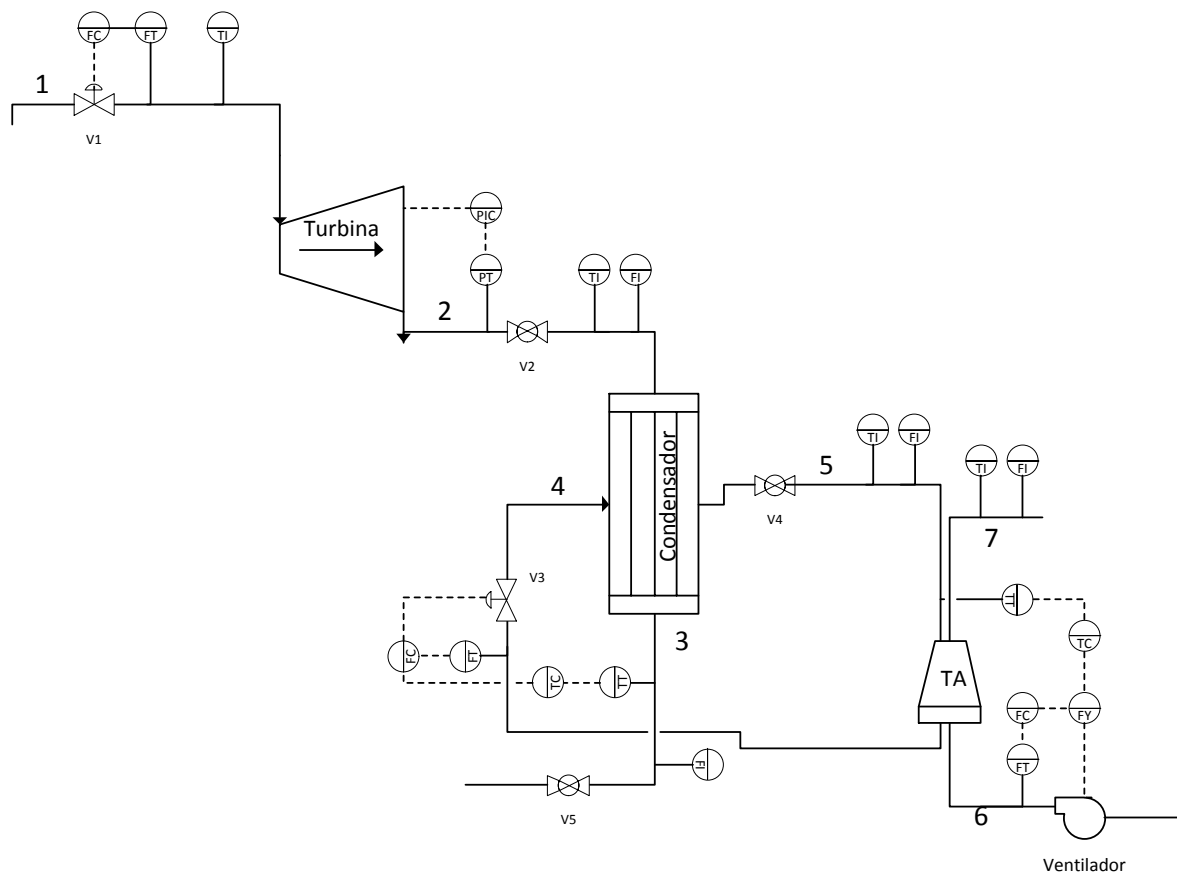
Relativamente ao investimento e respetivos consumos do aerocondensador, sabe-se que o investimento inicial para esta tecnologia é de 100.000,00€. Para poder efetuar uma estimativa dos consumos energéticos do aerocondensador, teve de conhecer-se o número de ventiladores necessários a instalar. Através da área lateral, foi possível o cálculo do comprimento lateral do equipamento, como já supracitado 7,8 m, permitindo assim conhecer as dimensões do equipamento. Também foi necessário o cálculo do caudal de ar total, sendo este calculado pelo balanço de energia, resultando num valor de  $880.950,4 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ . Com estes dados, o ventilador escolhido foi da marca *Sodeca*, modelo HTP-56-2T-10 IE3, que apresenta um diâmetro de 0,56 m. Para esta configuração serão colocados 35 ventiladores, de maneira a que o caudal de ar que cada ventilador deverá fornecer seja de  $25.170,01 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ . Posto isto, o gasto energético para os 35 ventiladores é de 33.685,10 €/ano. Todos os cálculos encontram-se no Anexo A.

Perante os dados obtidos, a tecnologia que apresenta uma melhor vantagem em relação ao investimento versus custos energéticos é a torre de arrefecimento, pelo que foi a tecnologia escolhida para este projeto. No entanto, é importante verificar se existe ou não disponibilidade de água no local, podendo esta variável mudar a escolha da tecnologia devido à grande quantidade de água necessária para se conseguir obter o arrefecimento desejado.





### 3.4.4 Diagrama PI



**Figura 15** – Diagrama de instrumentação e controlo de todo o processo.

Legenda:

V1,V3 - Válvulas solenóides;

V2,V4,V5 - Válvulas de esfera;

TT- Transmissor de Temperatura; FT- Transmissor de caudal; FI – Indicador de caudal; PT- Transmissor de pressão; TI- Indicador de temperatura; FC- Controlador de caudal; TC- Controlador de temperatura; PIC- Controlador e indicador de pressão; FY – Razão matemática de controlo.

O vapor proveniente da caldeira entra pela corrente 1, onde é enviado para a turbina. A corrente 1 possui um sistema de controlo de caudal (FC1) em que, quando o caudal de vapor atinge um determinado valor, este envia um sinal eléctrico à válvula (V1), limitando ou permitindo a entrada de vapor. Posteriormente à expansão do vapor na corrente 2 e, uma vez que se pretende que o vapor expanda para uma pressão de 0,1 bar, foi colocado um sistema de indicação e controlo da pressão (PIC2). Nessa mesma corrente existe um indicador de temperatura e caudal.

Considerando que se pretende ter todo o vapor proveniente da turbina na forma de líquido saturado, na corrente 3 colocou-se um sistema de controlo por antecipação em que, consoante a temperatura de saída pretendida do condensador (45,83°C a 0,1 bar), a entrada de caudal de água fria vai ser regulada pelo controlador FC4 pelo qual, será enviado um sinal eléctrico à válvula (V3), de modo a limitar ou permitir a entrada do caudal de água para obter a temperatura desejada na corrente 3.

Na corrente 5, corrente em que circula a água que recebeu o calor latente do vapor, foi colocado um indicador de temperatura TI5 e caudal FI5. Por sua vez, nesta mesma corrente tem-se um sistema de controlo convencional, em que o controlador de temperatura presente (TC5) envia um sinal eléctrico para a razão matemática FY. Concomitantemente, a corrente de ar é controlada por um sistema de controlo por antecipação, em que o controlador FC6 envia um sinal eléctrico referente ao caudal da corrente 6 para a razão matemática FY que, tendo por base estas duas informações, envia um sinal eléctrico ao ventilador.

## Capítulo 4 O Investimento

Consoante os dados levantados relativamente aos custos dos equipamentos, neste capítulo está lavrada uma pequena análise do investimento para o projeto. Para isso, é essencial conhecer o investimento a ser realizado. Na Tabela 8 pode observar-se o valor dos equipamentos utilizados no âmbito deste trabalho, bem como o valor aproximado para os custos de instalação elétrica, instrumentação, tubagens, válvulas e bombas e instalação.

**Tabela 8** – Resumo do investimento referente aos equipamentos

	Preço Unitário Equipamentos (€)	Unidade s	Preço Total de Equipamentos (€)
Turbina	895.000,00	1	895.000,00
Condensador	41.796,20	1	41.796,20
torre de arrefecimento	92.261,00	2	184.522,00
<b>TOTAL</b>	-	-	<b>1.121.318,20</b>
Instalação Elétrica = 5%	-	-	-
Total	-	-	280.329,55
Instrumentação = 15%	-	-	-
Total	-	-	168.197,73
Tubagens, válvulas e bombas = 20% Total	-	-	-
Total	-	-	224.263,64
Instalação = 10%	-	-	-
Total	-	-	112.131,82
<b>Investimento Total</b>	-	-	<b>1.906.240,94</b>

Uma vez obtidos os dados relativos ao preço total dos equipamentos, pode verificar-se que o investimento inicial do projeto ronda 2 milhões de euros. Dado não serem conhecidos os valores referentes à instalação elétrica, instrumentação, tubagens, válvulas e bombas e instalação, foram arbitradas percentagens relativamente ao investimento total dos equipamentos principais de 5, 15, 20 e 10 % respetivamente, dando origem aos valores representados na Tabela 8.

Considerando que este trabalho apenas contempla uma parte do projeto global de aproveitamento dos resíduos de couro para produção de energia elétrica, não é pertinente realizar uma análise económica exaustiva, pelo facto desta estar dependente do investimento necessário de outros equipamentos e etapas que não são objeto de estudo desta dissertação.



# Capítulo 5 Conclusões e Sugestões para Trabalho Futuro

Após a realização de todos os dimensionamentos referentes aos equipamentos inerentes a este projeto, pode concluir-se que, quanto à turbina, analisando os resultados obtidos para as duas opções estudadas (opção 1: 25bar, 450°C e opção 2: 40 bar, 450°C), seria de esperar que se utilizasse a primeira opção, uma vez que a produção de energia é ligeiramente superior, cerca de 920kW. No entanto, trabalhando com uma maior diferença de pressão entre a entrada e a saída, existem mais possibilidades de melhorar o rendimento da turbina utilizando processos de reaquecimento e regeneração. Por esta razão, a pressão e a temperatura escolhidas para este trabalho foram de 40 bar e 450°C e o trabalho gerado para estas condições foi de aproximadamente 900kW. Após consulta da empresa *Siemens*, esta aconselhou a turbina SST-110.

Relativamente aos sistemas de condensação, foram projetadas duas hipóteses para o arrefecimento do vapor: condensador-torres de arrefecimento e aerocondensadores.

Previamente ao dimensionamento da torre teve que se dimensionar um condensador do tipo carcaça e tubos, em que se obteve os seguintes parâmetros: área de transferência de calor, comprimento dos tubos, número de chicanas e o diâmetro da embocadura por onde entrará o fluido frio. Os valores correspondentes aos parâmetros supracitados foram de 94,75m<sup>2</sup>, 2,70 m, 6 e 24,26 cm, respetivamente.

No que diz respeito ao dimensionamento da torre, obteve-se uma área de secção reta de 43,15 m<sup>2</sup> e uma altura da torre de 2,7 m. Após obtenção destes dados, consultou-se a empresa *Baltimore*, tendo esta aconselhado duas torres de arrefecimento, devido à capacidade excessiva para a remoção de calor utilizando apenas uma torre. O modelo sugerido foi FXVS 1018C-24T-P/P.

Relativamente ao aerocondensador e aos dados arbitrados para o mesmo (3 módulos que operam em paralelo; de configuração: estrutura em A em forma de triângulo equilátero com inclinação de 60°), o dimensionamento realizado permitiu concluir os seguintes parâmetros: área lateral total de 69,92 m<sup>2</sup> e comprimento lateral de 7,8 m.

Avaliando as duas tecnologias de arrefecimento estudadas, a que apresentou um melhor custo-benefício foi a torre de arrefecimento, apresentando um investimento tecnológico de 226.318,20 € e um gasto energético anual de 6.737,02 €, enquanto que, para o aerocondensador o valor do investimento seria de 100.000,00€ e um gasto energético anual de 33.685,10 €.

Consideram-se como limitações deste trabalho a ausência de dados reais relativos ao orçamento do aerocondensador, uma vez que, apesar de estes terem sido solicitados,

não foram obtidas respostas em tempo útil. Posto isto, foi realizada uma estimativa para o valor de investimento e gasto energético. Paralelamente a esta limitação, ocorre uma outra relativamente aos dados climatéricos da região de Felgueiras. Os dados utilizados relatam um estudo realizado em 2005 pela câmara da região, não tendo sido realizado qualquer outro estudo até à data.

Conclui-se, portanto, que o modelo da turbina utilizada para as condições de entrada (45 bar e 450 °C) e saída (0,1 bar e 45,83 °C) será a SST-110 e que o melhor sistema de condensação a utilizar, avaliando todos os parâmetros económicos, será a condensador-torre de arrefecimento.

Por fim, para trabalho futuro, recomenda-se que seja feito um estudo às condições climatéricas do local. Outra sugestão seria avaliar um processo que permitisse aproveitar o calor perdido pela turbina integrando-o no processo de secagem do couro vindo do aterro.

## Referências

- [1] – Associação Portuguesa dos Industriais de Calçado Componentes e Artigos de Pele e seus Sucedâneos (APICCAPS). (2010, Dezembro), Calçado, Componentes e Artigos de Pele - MONOGRAFIA ESTATÍSTICA 2009 (descarregado em ficheiro PDF em Maio 2016)
- [2] - Centro Tecnológico do Calçado de Portugal (2012, Junho). Valorização de Resíduos de Couro Curtido com Crómio, <http://www.ctcp.pt/docs/docmediagaleria/373ca0.pdf>
- [3] - Associação Portuguesa dos Industriais de Calçado Componentes e Artigos de Pele e seus Sucedâneos (APICCAPS). (2011, Janeiro). O ambiente e a fileira do calçado, pontos a melhorar, requisitos fundamentais. [http://www.apiccaps.pt/c/document\\_library/get\\_file?uuid=0f7bc330-1013-48ae-a960-5fbf8067258b&groupId=10136](http://www.apiccaps.pt/c/document_library/get_file?uuid=0f7bc330-1013-48ae-a960-5fbf8067258b&groupId=10136)
- [4] - Staikos, T., Heath, R., Haworth, B., & Rahimifard, S. (2006). End-of-life management of shoes and the role of biodegradable materials. In *Proceedings of 13th CIRP International Conference on Life Cycle Engineering* (pp. 497-502).
- [5] – Van Wylen, G. J., Sonntag, R. E., Borgnakke, C. J., Richard, E. S., Whitten, K. W. D., Gailey, R. E., ... & Brown, C. J. T. L. (2003). *Fundamentos de termodinâmica* (No. 536.7). Limusa,.
- [6] – Pimenta, M., Termodinâmica Aplicada, Capítulo IX – Ciclos Combinados, acedido a 15 Março 2016
- [7] - Coulson, J.M. e Richardson, J.F., Tecnologia Química, Uma Introdução ao Projecto em Tecnologia Química, Vol 6, Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 1989
- [8] - Sampaio, F. (2010). *Projecto de uma Torre de Arrefecimento de 3 MW de Potência Térmica* (dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP), Porto, Portugal). (ficheiro PDF descarregado em Março 2016)
- [9] - Pimenta, J. (2014). *Otimização do consumo de químicos aplicados nas Torres de Arrefecimento da Central Termoelétrica de Lares* (dissertação de mestrado, Universidade do Minho Escola de Engenharia, Guimarães, Portugal). (ficheiro PDF descarregado em Março de 2016)
- [10] - Hensley, J. C. (Ed.). (1983). *Cooling tower fundamentals*. Marley Cooling Tower Company.
- [11] - Stanford III, H. W. (2011). *HVAC water chillers and cooling towers: fundamentals, application, and operation*. CRC Press.
- [12] - Mello, M. S. (2016). Torres de Resfriamento. Retirado de <https://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/08/torres-de-resfriamento2.pdf> a 30 Março 2016

- [13] – Teixeira, T, Pereira, I, Santos, R e Beleza, V. (1997) Tratamento de Águas de Arrefecimento, Cadernos Profissionais 5, Politeia, Porto.
- [14] - Raimundo, E. (2009). *Aplicação de um SIG no Ordenamento do Território para a Implantação de uma Central de Ciclo Combinado* (dissertação de mestrado, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, Lisboa, Portugal). (ficheiro PDF descarregado em Março 2016)
- [15] – Martínez, E. F. (2012). *Diseño y análisis operativo de un aerocondensador para una planta solar térmica de 50MW* (dissertação de mestrado, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, Espanha). (ficheiro PDF descarregado em Março 2016)
- [16] - Abengoa. (2003, Julho). Ampliación de una central de ciclo combinado a 230 Mw. Retirado de: [http://www.abengoa.es/web/es/noticias\\_y\\_publicaciones/noticias/historico/2003/07\\_julio/20030725\\_noticias.html](http://www.abengoa.es/web/es/noticias_y_publicaciones/noticias/historico/2003/07_julio/20030725_noticias.html)
- [17] - Siemens. (2016). Siemens Steam Turbine SST-110. Retirado de <http://www.energy.siemens.com/br/en/fossil-power-generation/steam-turbines/sst-110.htm#content=Technical%20Data>
- [18] - Gabinete PDM. (2005). *CARACTERIZAÇÃO BIOGEOFÍSICA – CLIMA*. Descarregado em PDF a Junho 2016)
- [19] – Bergman, T. Lavine A.S., Incropera, F.P. and De Witt, D.P., “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, John Wiley & Sons, 7<sup>th</sup> edition, 2011
- [20] – Sinnot, R.K., (2005) Chemical Engineering Design, Vol 6, 4<sup>th</sup> edition, Elsevier Butterworth Heinemann, Oxford.
- [21] - The Engineering ToolBox., Heat Transfer Coefficients in Heat Exchangers. Retirado de: [www.engineeringtoolbox.com/heat-transfer-coefficients-exchangers-d\\_450.html](http://www.engineeringtoolbox.com/heat-transfer-coefficients-exchangers-d_450.html)
- [22] - AIRCO-FIN. (2016). High Finned Tubes - Airco Fin. Retirado de: <http://www.aircofin.com/high-finned-tubes>
- [23] - Baltimore. (2016). VXi closed circuit cooling towers | BAC. <http://www.baltimoreaircoil.com/english/products/cooling-towers>
- [24] - Geankoplis, C. (2003). *Transport processes and separation process principles (includes unit operations)*. Prentice Hall Press.



# Anexos

## Anexos A- Exemplos de Cálculo

A.1. Cálculo do caudal de vapor

Pressão de vapor entrada: 40 bar

Temperatura do vapor entrada: 450°C

Entalpia de vapor à entrada: 3331,2 kJ.kg<sup>-1</sup>

Pressão de vapor à saída: 0,1 bar

Temperatura do vapor à saída 45,83 °C

Entalpia da água líquida a 45,83°C: 191,83 kJ.kg<sup>-1</sup>

Entalpia de vapor à saída: 2584,8 kJ.kg<sup>-1</sup>

Calor latente de vaporização a 20°C: 2454,3 kJ.kg<sup>-1</sup>

Quantidade de couro no aterro a ser alimentado: 0,208 kg.s<sup>-1</sup>

PCS: 4899 cal.g<sup>-1</sup>

Humidade do couro: 12 %

Rendimento de queima: 90 %

$$\begin{aligned} Q_{\text{queima do couro}} &= 4899 \times 4,18 \times 1000 \times 0,208 - 0,12 \times 0,208 \times 2454,3 \times 10^3 \\ &= 4,21 \times 10^6 \text{ J.s}^{-1} \end{aligned}$$

$$Q_{\text{cedido à água}} = -4,21 \times 10^6 \times 0,9 = -3,78 \times 10^6 \text{ J.s}^{-1}$$

$$m_{\text{vapor}} = \frac{Q_{\text{cedido à água}}}{\Delta H} = \frac{|-3,78 \times 10^6|}{(3331,2 - 191,83) \times 10^3} = 1,21 \text{ kg.s}^{-1}$$

A.2. Cálculo do trabalho efetuado pela turbina

$$W = m_{\text{vapor}} \times (h_s - h_e) = 1,21 \times (2584,8 - 3331,2) = |-899,82| \text{ kJ.s}^{-1}$$

A.3. Cálculo do rendimento isentrópico da turbina

Condições de entrada a 40 bar e 450°C

Entalpia do vapor: 3331,2 kJ.kg<sup>-1</sup>

Entropia do vapor: 6,9388 kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>

Condições de saída a 0,1 bar e 45,83°C

Entalpia do líquido saturado: 191,83 kJ.kg<sup>-1</sup>

Entalpia do vapor saturado: 2584,8 kJ.kg<sup>-1</sup>

Entropia do vapor saturado: 8,1511 kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>

Entropia do líquido saturado:  $0,6493 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Caudal de vapor:  $1,21 \text{ kg.s}^{-1}$

$$x = \frac{(6,9388 - 0,6493)}{(8,1511 - 0,6493)} = 0,84$$

$$hs_i = 0,84 \times 2584,8 + (1 - 0,84) \times 191,83 = 2198,09 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$W_{isent} = |1,21 \times (2198,09 - 3331,2)| = |-1366,01| \text{ kJ.s}^{-1}$$

$$\eta_{isent} = \frac{W}{W_{isent}} = \frac{-899,82}{-1366,01} = 0,66$$

A.4 Cálculo do calor latente cedido pelo vapor a 0,1 bar e  $45,83^\circ\text{C}$

Caudal de vapor:  $1,21 \text{ kg.s}^{-1}$

Entalpia do vapor saturado:  $2584,8 \text{ kJ.kg}^{-1}$

Entalpia do líquido saturado:  $191,832 \text{ kJ.kg}^{-1}$

$$Q = 1,21 \times (2584,8 - 191,832) = 2884,82 \text{ kJ.s}^{-1}$$

A.5 Cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor interno condensador

Viscosidade do líquido condensado a  $45,83^\circ\text{C}$ :  $5,88 \times 10^{-4} \text{ Pa.s}$

Condutividade térmica do líquido condensado  $45,83^\circ\text{C}$ :  $0,638 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$

Massa volúmica do líquido condensado:  $990,1 \text{ kg.m}^{-3}$

Massa volúmica do vapor:  $6,87 \times 10^{-2} \text{ kg.m}^{-3}$

Diâmetro da carcaça ( $D_s$ ): 1 m

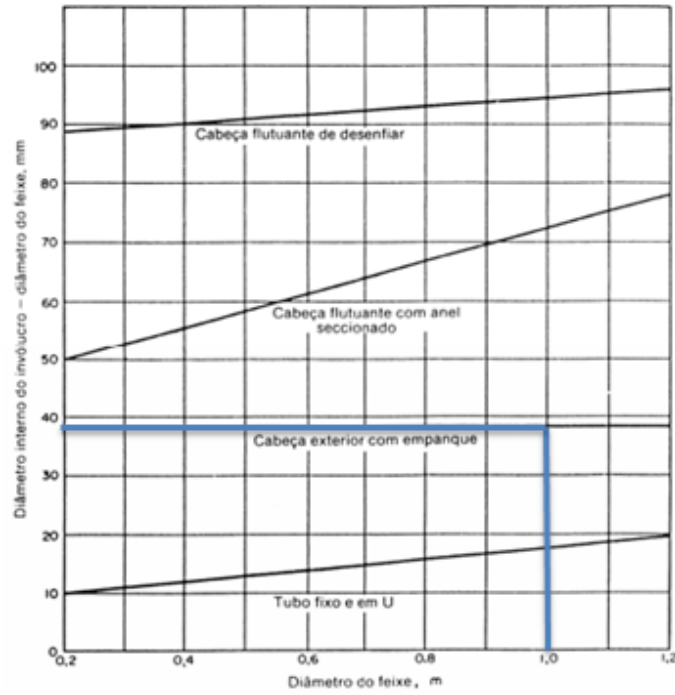
Diâmetro externo dos tubos ( $d_e$ ):  $33,4 \times 10^{-3} \text{ m}$

Espessura dos tubos ( $\Delta x$ ):  $33,8 \times 10^{-4} \text{ m}$

Para o cálculo do número de tubos, foi necessário o cálculo do diâmetro do feixe e, para isso, recorreu-se à Tabela A1 e à Figura A1

**Tabela A1** – Valores das constantes  $k_1$  e  $n_1$

<b>Passo triangular</b>	<b>Número de passagens</b>	<b>1</b>
<b>pt=1,25 de</b>	<b>k</b>	0,319
	<b>n</b>	2,142



**Figura A1** – Folga entre o invólucro e o feixe para permutadores de carcaça e tubos [7]

Segundo a Figura A1 temos:

$$D_s - D_b = 39 \times 10^{-3} m$$

Então,

$$D_b = 1 - 39 \times 10^{-3} = 0,961 m$$

$$Nt = k_1 \times \left(\frac{Db}{de}\right)^{n_1} = 0,319 \times \left(\frac{0,961}{0,0334}\right)^{2,142} = 425 \text{ tubos}$$

$$Re = \frac{G \times d_i}{\mu_l} = \frac{1,21}{425,52 \times \pi \times 26,64 \times 10^{-3} \times 2,64 \times 10^{-3}} \times \frac{5,88 \times 10^{-4}}{5,88 \times 10^{-4}} = 230,28$$

$$Pr = \frac{\mu_l \times cp_l}{k_l} = \frac{5,88 \times 10^{-4} \times 4,18}{0,638} = 3,85$$

$$\begin{aligned} h_i &= 0,021 \times \frac{k_l}{d_i} \times Re^{0,8} \times Pr^{0,43} \times \frac{1 + \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}}}{2} \\ &= 0,021 \times \frac{0,638}{0,02664} \times 230,28^{0,8} \times 3,85^{0,43} \times \frac{1 + \sqrt{\frac{990,1}{0,0687}}}{2} \\ &= 4218,55 \text{ W.m}^{-2}.\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1} \end{aligned}$$

#### A.6. Cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor externo condensador

Espaçamento entre chicanas (lb): 40 cm

Passo triangular (pt)r: 1,25 x diâmetro externo=0,04175

Calor cedido pelo vapor: 2884,82 kJ.s<sup>-1</sup>

Calor específico médio da água: 4,18 kJ.kg<sup>-1</sup>.°C<sup>-1</sup>

Temperatura de entrada da água: 25 °C

Temperatura de saída da água: 35 °C

Viscosidade média da água: 7,97 x 10<sup>-4</sup> Pa.s

Condutividade média da água: 0,6182 W.m<sup>-1</sup>.°C<sup>-1</sup>

Massa volúmica média da água: 995,65 kg.m<sup>-3</sup>

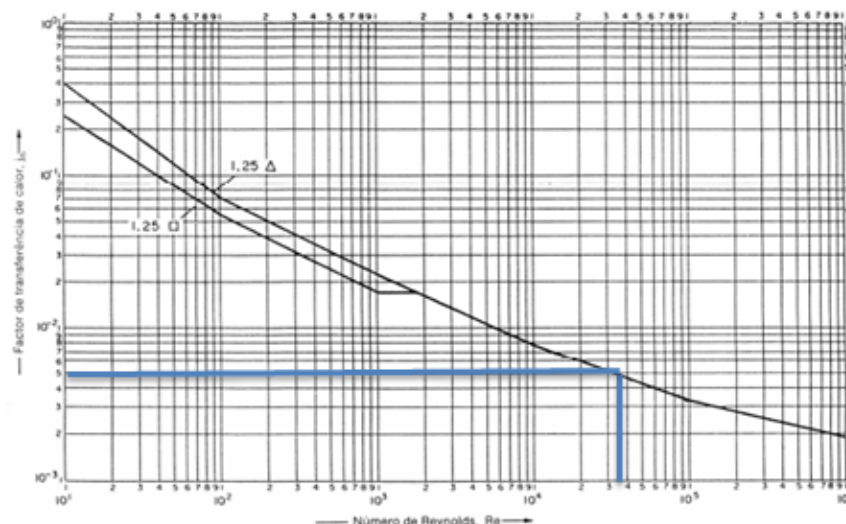
Prandtl: 5,39

$$m_{\text{água}} = \frac{Q}{c_p \times \Delta T} = \frac{2884,82}{4,18 \times (35 - 25)} = 69,03 \text{ kg.s}^{-1}$$

$$A_s = \frac{(pt - de) \times D_s \times lb}{pt} = \frac{(0,04175 - 0,0334) \times 1 \times 0,4}{0,04175} = 0,08 \text{ m}^2$$

$$u_s = \frac{m_{\text{água}}}{\rho \times A_s} = \frac{69,03}{995,65 \times 0,08} = 0,87 \text{ m.s}^{-1}$$

$$Re = \frac{\rho_s \times u_s \times d_e}{\mu_s} = \frac{995,65 \times 0,87 \times 0,0334}{7,97 \times 10^{-4}} = 36153,99$$



**Figura A2** – Fator de transferência de calor para o fluido que circula perpendicularmente a um feixe de tubos [7]

$$h'_e = 5,0 \times 10^{-3} \times 36153,99 \times 5,39^{1/3} \times \left( \frac{0,6182}{0,0334} \right) = 5865,96 \text{ W.m}^{-2}.\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$$

- Fator de Correção que tem em conta o efeito do número de filas de tubos perpendiculares à direção do escoamento

Uma vez que,  $Re > 2000$  (regime turbulento):  $F_n = f(N_{cv})$

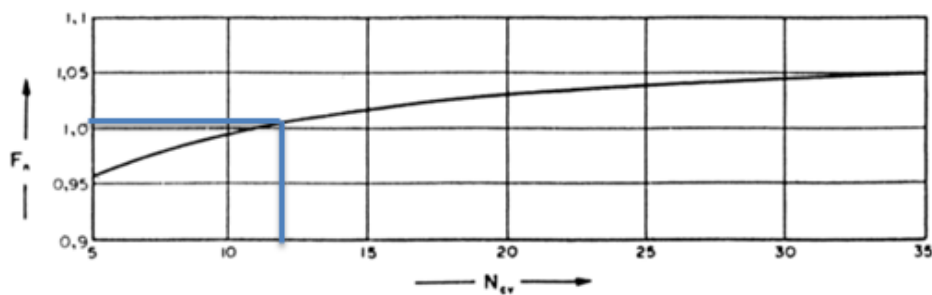
Corte da chicana (Bc): 25%

Cálculo da altura desde a corda da chicana até ao cimo do feixe de tubos

$$Hb = \frac{Db}{2} - Ds(0,5 - Bc) = \frac{0,961}{2} - 1 \times (0,5 - 0,25) = 0,2305$$

Cálculo do número de filas de tubos na zona de escoamento cruzado

$$N_{cv} = \frac{(Db - 2Hb)}{pt} = \frac{(0,961 - 2 \times 0,2305)}{1,25 \times 0,0334} = 11,98$$



**Figura A3** - Fator de correção da linha de tubos para transferência de calor [7]

Após leitura da Figura A3 o fator de correção obtido foi de 1,01

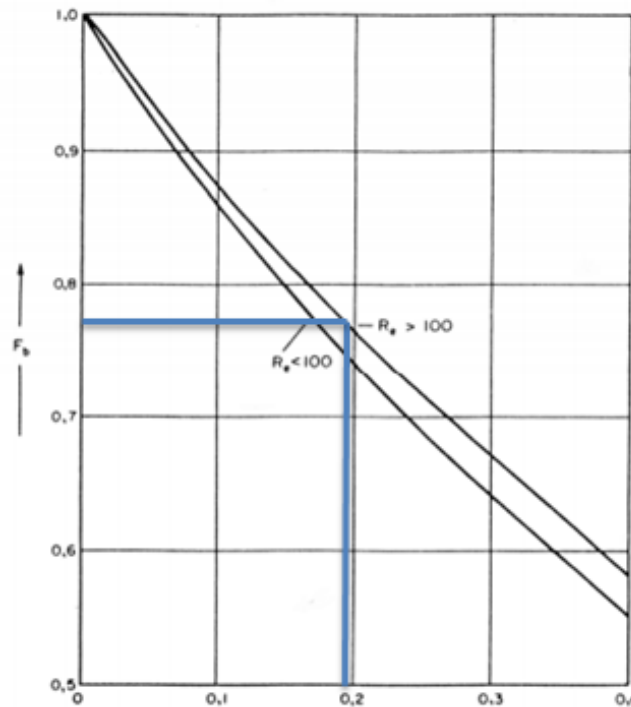
- Fator de Correção para passagem esquiva ( $F_b$ )

Cálculo da área entre o feixe de tubos e o invólucro

$$A_b = l_b \times (D_s - D_b) = 0,4 \times (1 - 0,961) = 1,56 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

Para permutadores sem faixas de vedação,  $F_b = f(A_b/A_s)$  e calcula-se usando a Figura A4.

$$\frac{A_b}{A_s} = \frac{1,56 \times 10^{-2}}{0,08} = 0,195$$



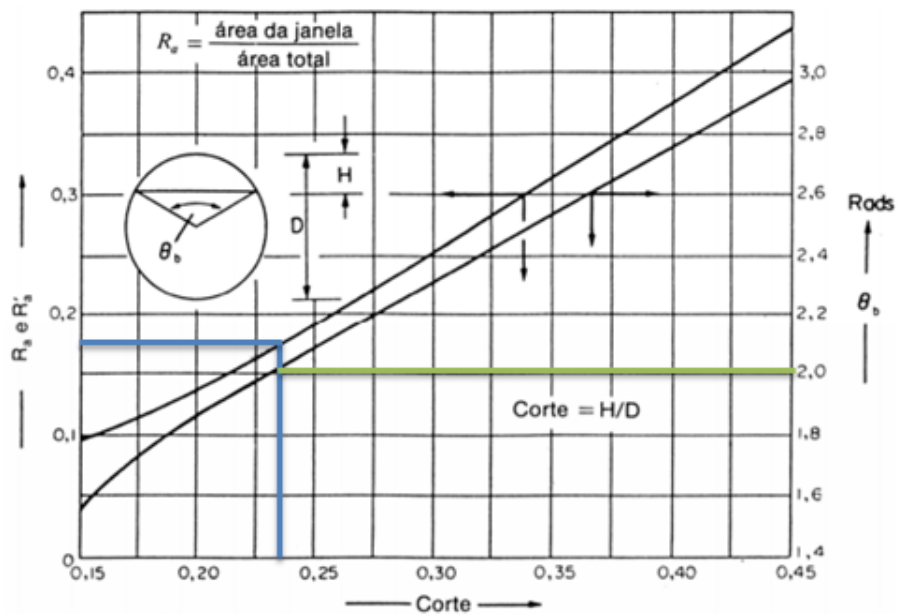
**Figura A4** – Fator de correção para passagem esquiva e relativo à transferência de calor [7]

Após leitura da Figura A4 o fator de correção  $F_b$  obtido foi de 0,78

- Fator de Correção da janela  $F_w$

Cálculo do corte do feixe tubular

$$B_b = \frac{H_b}{D_b} = \frac{0,2305}{0,961} = 0,2399$$



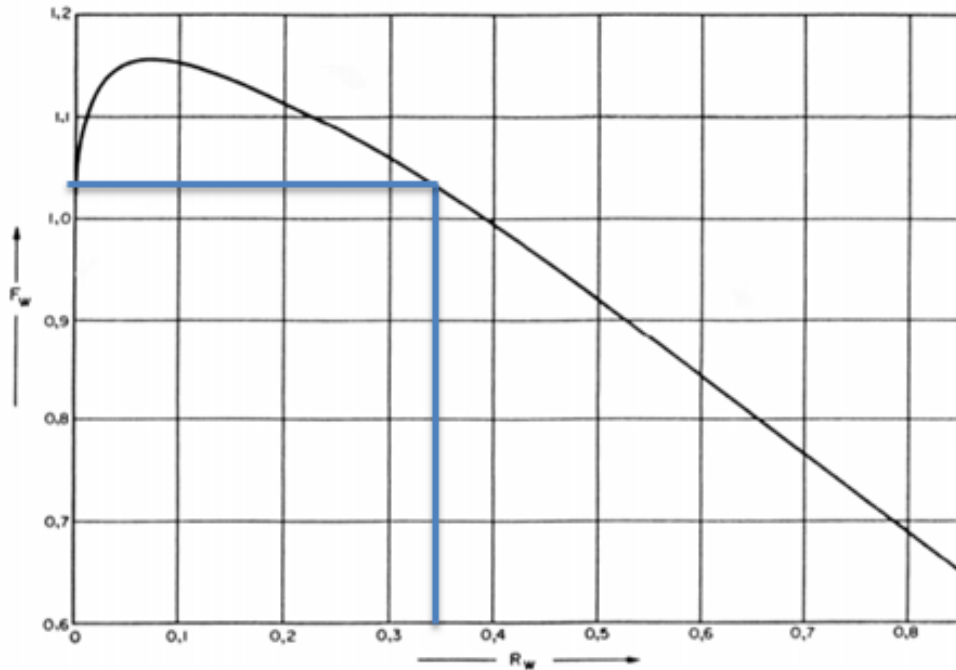
**Figura A5** -  $R_a$  (e  $R'_a$ ) e  $\theta_b$  em função do corte [7]

Da Figura A5 pode retirar-se o valor de  $R'_a=0,17$  e  $\theta_b=2$

Cálculo do número de tubos na zona da janela  $N_w$

$$N_w = R'_a \times N_t = 0,17 \times 425,52 = 72,34$$

$$R_w = \frac{2 \times N_w}{N_t} = \frac{2 \times 72,34}{425,52} = 0,34$$



**Figura A6** – Fator de correção para a janela e relativo à transferência de calor [7]

Da Figura A6 pode retirar-se o valor de  $F_w=1,04$

- Fator de Correção para fugas  $F_L$

Cálculo da área da folga entre os tubos e a chicana (por chicana),  $A_{tb}$

$$A_{tb} = \frac{c_t \times \pi \times d_e}{2} \times (N_t - N_w) = \frac{0,8 \times 10^{-3} \times \pi \times 0,0334}{2} \times (425 - 72,34) = 0,015 \text{ m}^2$$

em que  $c_t$  é a folga de projeto máxima.

Cálculo da área da folga entre a chicana e a carcaça (por chicana),  $A_{sb}$

$$A_{sb} = \frac{c_s \times D_s}{2} \times (2 \times \pi - \theta_b) = \frac{4,8 \times 10^{-3} \times 1}{2} \times (2 \times \pi - 2) = 0,0103 \text{ m}^2$$

O  $\beta_L$  é retirado da Tabela A2

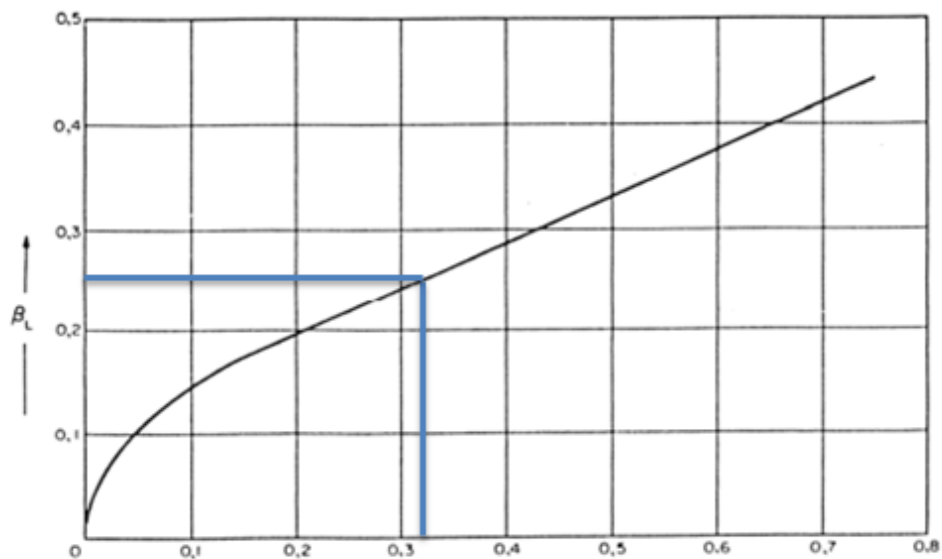
**Tabela A2** – Folgas e tolerância típica em chicanas [7]

Diâmetro da carcaça, $D_s$	Diâmetro da chicana	Tolerância
Carcaças em tubo: 152 – 635 mm (6 – 25 in)	$D_s - 1,6$ mm	+0,8 mm
Carcaças em chapa: 152 – 635 mm (6 – 25 in)	$D_s - 3,2$ mm	+0, -0,8 mm
686 – 1067 mm (27 – 42 in)	$D_s - 4,8$ mm	+0, -1,6 mm

Cálculo da área total para fugas  $A_L$

$$A_L = A_{sb} + A_{tb} = 0,0103 + 0,015 = 0,025 \text{ m}^2$$

$$\frac{A_L}{A_s} = \frac{0,025}{0,08} = 0,31$$



**Figura A7** – Parâmetro  $\beta_L$  para cálculo do fator de correção para fugas e relativo à transferência de calor [7]

Pela Figura A7 retirou-se o valor de  $\beta_L = 0,27$

$$F_L = 1 - \beta_L \left[ \frac{A_{tb} + 2 \times A_{sb}}{A_L} \right] = 1 - 0,27 \left[ \frac{0,015 + 2 \times 0,0103}{0,025} \right] = 0,62$$

$$h_e = h'_e F_n F_w F_b F_L = 5865,96 \times 1,01 \times 0,78 \times 1,04 \times 0,62 = 2977,04 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$



#### A.7 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_e A_e}$$

Então,

$$U = \frac{1}{\frac{1}{4218,55} + \frac{0,02664}{2977,04 \times 0,0334}} = 1980,33 \text{ W.m}^{-2}\text{°C}^{-1}$$

$$Q = UA\Delta T_{lm} \Leftrightarrow L_{cond} = \frac{2884,82 \times 10^3}{1980,33 \times \pi \times 0,02664 \times 425 \times \frac{(35 - 25)}{\ln \frac{(45,83 - 25)}{(45,83 - 35)}}} = 2,68 \text{ m}$$

#### A.8 Cálculo do diâmetro da embocadura por onde entrará o fluido de arrefecimento

Velocidade do fluido=1,5m.s<sup>-1</sup>

$$v = \frac{m}{A} \Leftrightarrow 1,5 = \frac{\frac{69,03}{995,65}}{\frac{\pi \times d^2}{4}} \Leftrightarrow d = \sqrt{\frac{\frac{69,03}{995,65}}{\frac{\pi \times 1,5}{4}}} = 0,2426 \text{ m}$$

#### A.9 Cálculo do número de chicanas

$$L_{cond} = (n^{\circ} \text{ chicanas} + 1) \times l_b \Leftrightarrow n^{\circ} \text{ chicanas} = \frac{3}{0,4} - 1 = 6 \text{ chicanas}$$

#### A10 Cálculo da área de secção reta da torre de arrefecimento

Adotou-se um fluxo de água (L): 1,6 kg. m<sup>-2</sup>.s<sup>-1</sup>

Caudal de água: 69,03 kg.s<sup>-1</sup>

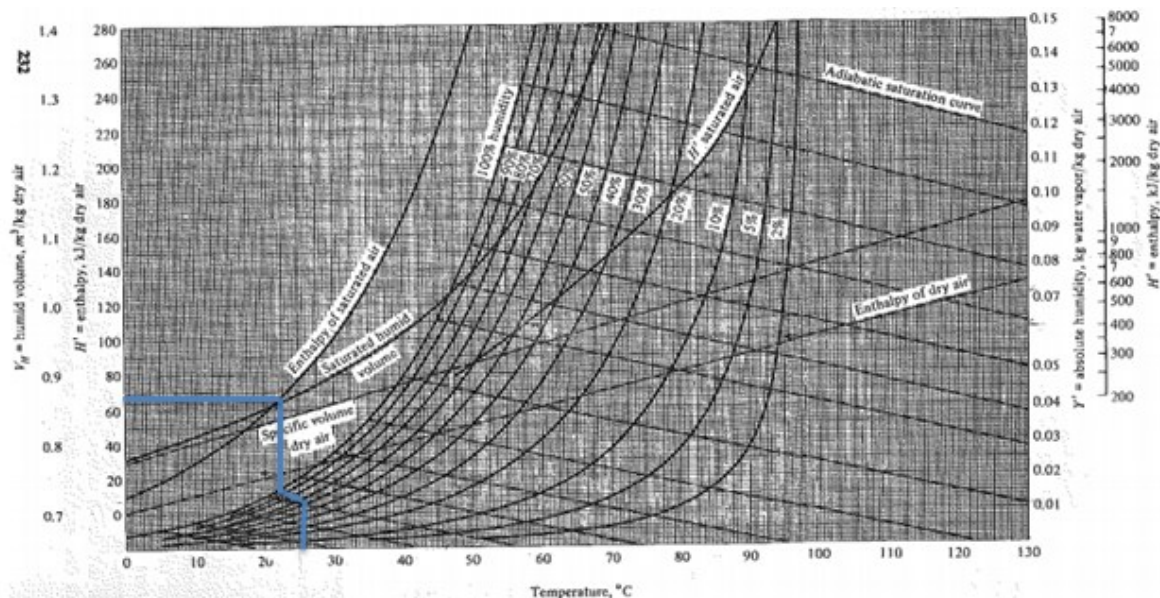
$$S = \frac{m}{L} = \frac{69,03}{1,6} = 43,15 \text{ m}^2$$

#### A11 Cálculo da altura da torre de arrefecimento

Da carta psicrométrica (Figura A8) pode retirar-se os valores de entalpia do ar saturado para temperaturas entre 25 °C e 35 °C que pode ser observado na Tabela A3 e, posteriormente, construir a curva de saturação que se encontra na Figura A9. Com o auxílio da Figura A8 e considerando as condições do ar à entrada tem-se:

Tar entrada: 25°C

Humidade relativa: 70%



**Figura A8** – Carta Psicrométrica

Com as condições de entrada do ar e pela leitura da Figura A8 pode retirar-se a entalpia  $H_{G1} = 64 \text{ kJ.kg}^{-1}$ .

Após obtenção do valor da entalpia do ar saturado marcou-se o ponto (25;64) na Figura A9 e intersektou-se à linha de saturação. O declive desta reta corresponde ao declive máximo  $\left(\frac{L \times c_L}{G}\right)_{\text{máx}}$  que corresponde ao fluxo mínimo de ar  $G_{\text{min}}$ .

Da Figura A9 obtém-se  $\left(\frac{L \times c_L}{G}\right)_{\text{máx}} = 6,6$ . Se se adotar o valor de  $G = 2 \times G_{\text{min}}$  ter-se-á:

$$\left(\frac{L \times c_L}{G}\right)_{\text{proj}} = 0,5 \times \left(\frac{L \times c_L}{G}\right)_{\text{máx}} = 3,3$$

Com o declive de 3,3 pode traçar-se a linha de operação real que se encontra na Figura A9 pela equação da reta

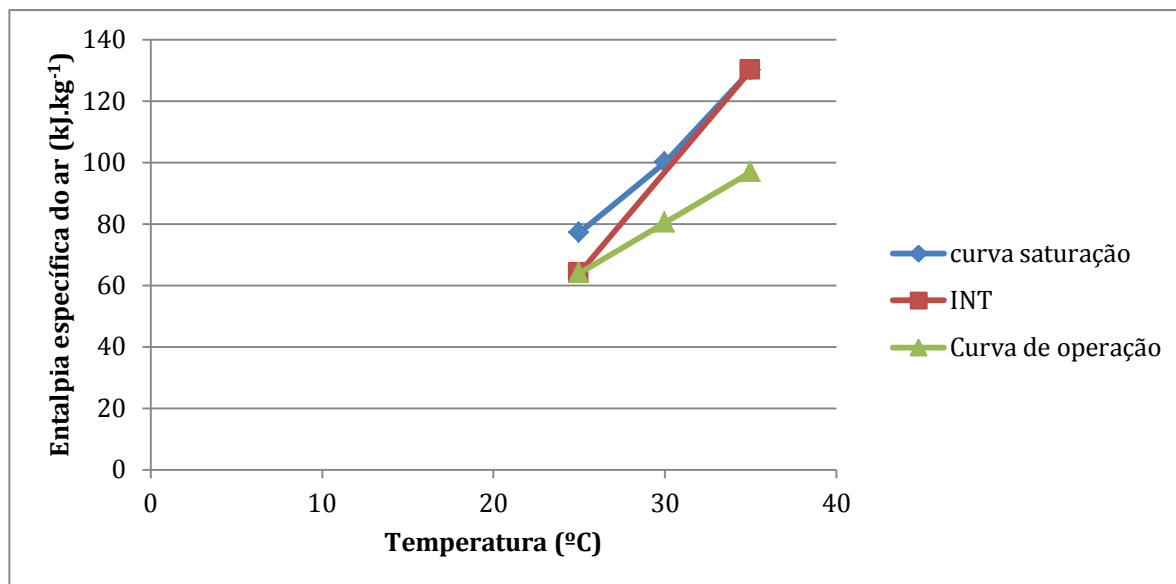
$$H_G = 3,3 \times (T - 25) + 64$$

Em que 25 é a temperatura de entrada do ar em °C e 64 a entalpia do ar em  $\text{kJ.kg}^{-1}$  à temperatura de 25°C e 70% de humidade. Com esta equação da reta foi possível o cálculo de entalpia para a temperatura de saída de ar 35 °C e para a temperatura média de 30°C que se encontram expostos os valores na Tabela A3.

**Tabela A3** – Entalpia de saturação e entalpia às propriedades de entrada do ar

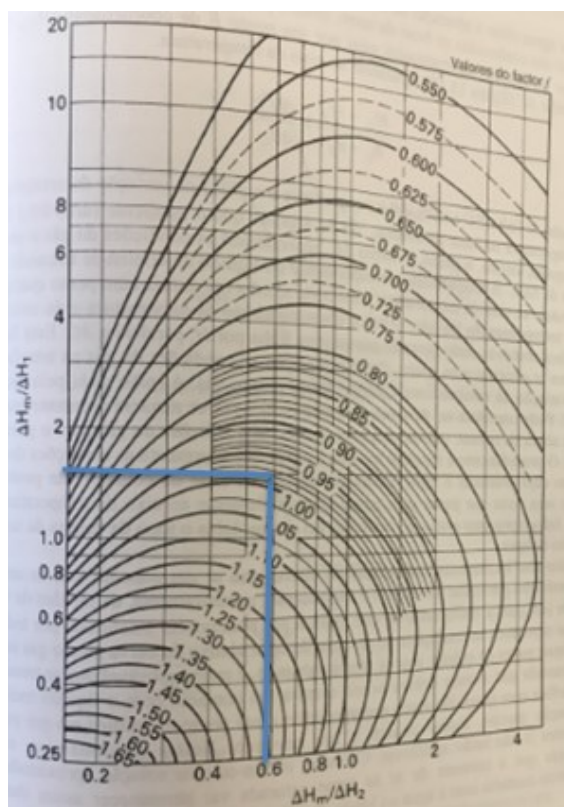
T (°C)	Hi (kJ.kg <sup>-1</sup> )	Hg (kJ.kg <sup>-1</sup> )	ΔH (kJ.kg <sup>-1</sup> )	ΔH <sub>m</sub> /ΔH
25	77	64,0	13,0	1,50
30	100	80,5	19,5	-
35	130	97,0	33,0	0,59

Na Figura A9 pode observar-se o diagrama para o cálculo da altura de uma torre de arrefecimento.



**Figura A9** – Diagrama para o cálculo da altura de uma torre de arrefecimento.

Com os valores de  $\frac{\Delta H_m}{\Delta H_1} = 1,50$  e  $\frac{\Delta H_m}{\Delta H_2} = 0,59$  e a ajuda da Figura A10 retirou-se o fator de "f"



**Figura A10** – Carta de Stevens para determinação do fator  $f$  [7]

Da carta de Stevens retirou-se o  $f = 0,98$

Como  $\frac{L \times c_L}{G} = 3,3$  ter-se-á:

$$G = \frac{L \times c_L}{3,3} = \frac{1,6 \times 4,18}{3,3} = 2,03 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Z = \frac{G}{k_y a} \times \frac{H_{G2} - H_{G1}}{f \times \Delta H_m} = \frac{2,03}{1,3} \times \frac{97 - 64}{0,98 \times 19,5} \simeq 2,70 \text{ m}$$

#### A12 Cálculo de Propriedades dos tubos para o aerocondensador

Através das propriedades dos tubos e do material escolhido que foram expostos no subcapítulo 3.4.2 foi possível calcular alguns parâmetros importantes para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor interno e externo. Esses valores encontram-se expostos na Tabela A4

**Tabela A4** – Parâmetros importantes dos tubos

Parâmetros	
Nº alhetas totais por tubo	315
Di do tubo (m)	9,52E-03
Ai tubo (m <sup>2</sup> )	4,49E-02
A de uma alheta (m <sup>2</sup> )	1,56E-03
Ae de um tubo (m <sup>2</sup> )	8,04E-01
N tubos	341

O diâmetro interno do tubo foi calculado por:

$$di = de - 2 \times \Delta x = 1,59 \times 10^{-2} - 2 \times 3,18 \times 10^{-3} = 9,52 \times 10^{-3} \text{ m}$$

A área interna do tubo foi calculada por:

$$Ai = \pi \times di \times L = \pi \times 9,52 \times 10^{-3} \times 1,5 = 4,49 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

A área de uma alheta foi calculada por:

$$A_{alheta} = \pi \times (de + 2 \times h_f) \times e_f + 2 \times \pi \times \left[ \left( h_f + \frac{de}{2} \right)^2 - \left( \frac{de}{2} \right)^2 \right] = 1,56 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

A área externa do tubo foi calculado por:

$$Ae = \pi \times de \times (L - e_f \times n^\circ \text{ alhetas}) + A_{alheta} \times n^\circ \text{ alhetas} = 8,04 \times 10^{-1} \text{ m}^2$$

Para o cálculo do número de tubos fez-se o cálculo da área total de transferência de calor pelo balanço de energia, arbitrando-se um U de  $700 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

$$A_{e0} = \frac{Q}{U \Delta T_{lm}} = \frac{2884,82 \times 10^3}{700 \times 15,01} = 274,54 \text{ m}^2$$

$$n^{\circ} \text{ de tubos} = \frac{A_{e0}}{A_e} = 341 \text{ tubos}$$

A13 Cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor do lado interior dos tubos para o aerocondensador

$$Re = \frac{m_{vapor} \times di}{\mu \times n^{\circ} \text{ tubos} \times \pi \times \frac{di^2}{4}} = \frac{1,21 \times 9,52 \times 10^{-3}}{5,88 \times 10^{-3} \times 341 \times \pi \times \frac{(9,52 \times 10^{-3})^2}{4}} = 802,76$$

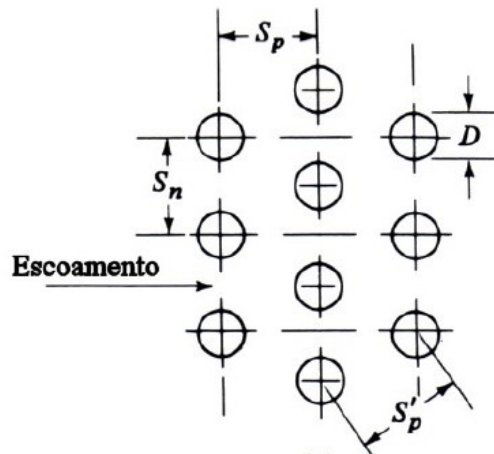
$$h_i = 0,021 \times \frac{k}{di} \times Re^{0,8} \times Pr^{0,43} \times \left( \frac{1 + \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}}}{2} \right)$$

$$= 0,021 \times \frac{0,638}{9,52 \times 10^{-3}} \times 802,76^{0,8} \times 3,85^{0,43} \times \left( \frac{1 + \sqrt{\frac{990,10}{6,87 \times 10^{-2}}}}{2} \right)$$

$$= 32057,54 \text{ W.m}^{-2}.\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$$

A14 Cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor do lado externo dos tubos para o aerocondensador

O cálculo das constantes presentes na equação do coeficiente pelicular de transferência de calor do lado externo dos tubos, são obtidas conforme a configuração do feixe de tubos, como se encontra representado na Figura A11. Como se pode observar a configuração escolhida foi configuração escalonada dos tubos



**Figura A11** – Feixe de tubos em configuração escalonada de fluxo cruzado [19]

$$S_n = De + 2 \times h_f + S_f = 1,58 \times 10^{-3} + 2 \times 9,55 \times 10^{-3} + 6,35 \times 10^{-3} = 0,041 \text{ m}$$

$$S_p = S_n \times \cos \frac{\pi}{6} = 0,04 \times \cos \frac{\pi}{6} = 0,036 \text{ m}$$

$$\frac{S_n}{de} = \frac{0,041}{1,58 \times 10^{-3}} = 2,60$$

$$\frac{S_p}{de} = \frac{0,036}{1,58 \times 10^{-3}} = 2,25$$

$$Re = \frac{\rho_{ar} \times v_{m\acute{a}x} \times de}{\mu_{ar}} = \frac{1,17 \times 3,5 \times 1,58 \times 10^{-3}}{1,84 \times 10^{-5}} = 2124,66$$

Como  $\frac{S_n}{S_p} < 2$  e  $Re > 1000$  pela Figura A12 pode retirar-se as constantes C e m

Configuration	$Re_{D,max}$	C	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	$10^2-10^3$	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	$10^2-10^3$		
Aligned ( $S_T/S_L > 0.7$ ) <sup>a</sup>	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ( $S_T/S_L < 2$ )	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ( $S_T/S_L > 2$ )	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

<sup>a</sup>For  $S_T/S_L < 0.7$ , heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

**Figura A12** – Constantes para a equação do coeficiente pelicular de transferência de calor para fluxo cruzado num feixe de tubos [19]

Pela Figura pode verificar-se que a constante m toma o valor 0,6, enquanto que a constante  $C = 0,35 \times \left(\frac{S_n}{S_p}\right)^{1/5} = 0,36$

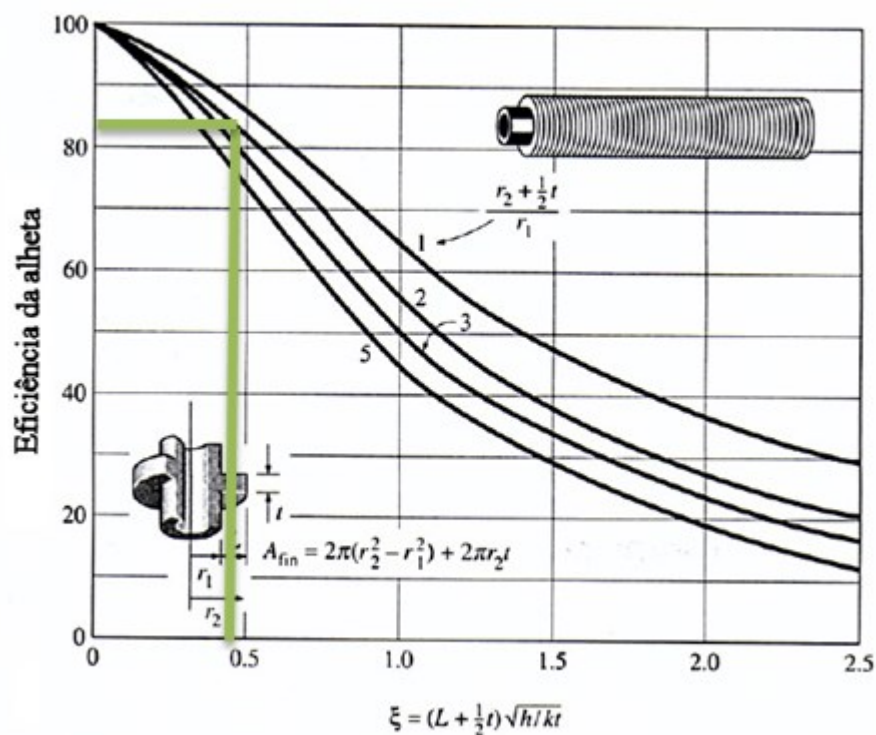
$$\begin{aligned}
 h_e &= \frac{k_{ar}}{de} \times C \times Re^m \times Pr^{1/3} = \frac{0,02614}{1,59 \times 10^{-2}} \times 0,36 \times 2124,66^{0,6} \times 0,707^{1/3} \\
 &= 52,39 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}
 \end{aligned}$$

## A15 Cálculo da eficiência das alhetas anulares

$$\xi_{algheta} = \left( h_f + \frac{1}{2} e_f \right) \times \sqrt{\frac{h e}{k_{AlCu} \times e_f}} = \left( 9,55 \times 10^{-3} + \frac{1}{2} \times 2,74 \times 10^{-4} \right) \times \sqrt{\frac{52,39}{165 \times 2,74 \times 10^{-4}}} = 0,16$$

$$\frac{r_2 + \frac{1}{2} e_f}{r_1} = \frac{\left( \frac{1,59 \times 10^{-2}}{2} + 9,55 \times 10^{-3} \right) + 0,5 \times 2,74 \times 10^{-4}}{\frac{1,59 \times 10^{-2}}{2}} = 2,22$$

Com o auxílio da Figura A13 e os valores anteriormente citados pode retirar-se o valor da eficiência das alhetas



**Figura A13** – Eficiência de alghetas anulares com perfil retangular [19]

Através da Figura A13 pode verificar-se que o valor obtido para a eficiência das alghetas foi de aproximadamente 83%

A16 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor para o aerocondensador

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_e A_e}$$

Então,

$$U = \frac{1}{\frac{1}{32057,54} + \frac{\pi \times 9,52 \times 10^{-3} \times 1,5 \times 341}{52,39 \times 0,83 \times 8,04 \times 10^{-1} \times 341}} = 760,57 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$$

A17 Cálculo da área global de transferência de calor

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_{lm}} = \frac{2884,82 \times 10^3}{760,57 \times 15,01} = 252,68 \text{ m}^2$$

A18 Cálculo do caudal de ar para o aerocondensador

$$m_{ar} = \frac{Q}{c_{p_{ar}} \times \Delta T} = \frac{2884,82}{1007 \times (35 - 25)} = 286,49 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{caudal volumétrico}_{ar} = 286,49 \times 1,17 = 244,71 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 880.950,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

A19 Cálculo da área lateral total do aerocondensador

$$A_{lat} = \frac{m_{ar}}{\rho_{ar} \times v_{ar}} = \frac{286,49}{1007 \times 3,5} = 69,92 \text{ m}^2$$

A20 Cálculo do comprimento lateral do “telhado” de um aerocondensador

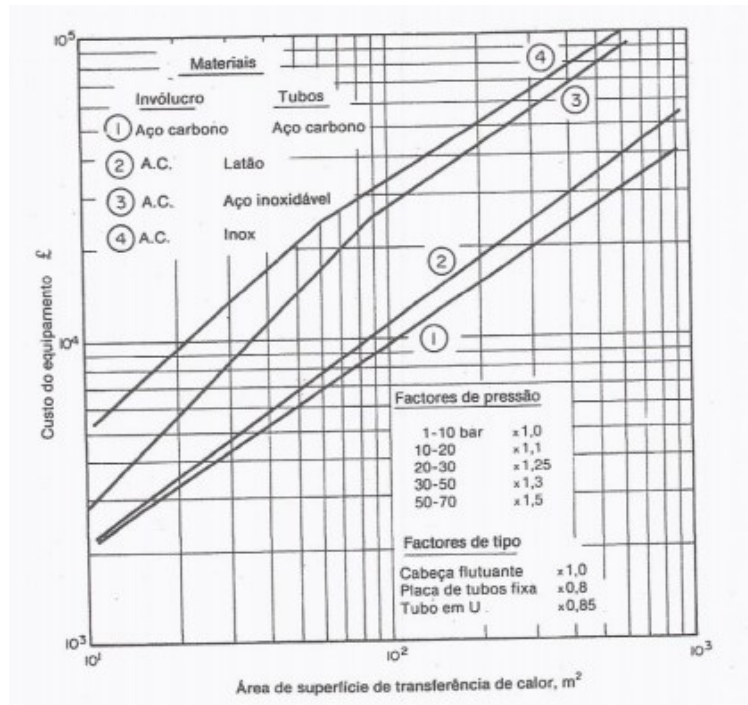
Arbitrando três módulos de um aerocondensador e sabendo que cada um deles terá dois “telhados” a sua área lateral pode ser calculada por:

$$L_{lat} = \frac{69,92}{6 \times 1,5} = 7,77 \text{ m}$$



## A21. Cálculo do Custo do Condensador

Área = 95 m<sup>2</sup>



**Figura A14** – Permutadores de calor de envólucro e tubos [7]

O custo aproximado do condensador ronda as 15.000 libras no ano de 1979.

Posto isto, o cálculo do custo atual do condensador pode ser calculado pela seguinte forma:

$$Custo_{atual} = Custo_{1979} \times \frac{I_{atual}}{I_{1979}} = 1,5 \times 10^4 \times \frac{574,1}{238,7} = 36.076,67£$$

em que,

I – Índice de custo

Convertendo o valor obtido para euros o custo atual do condensador é de 41.796,2€.

## A22 Cálculo da energia gasta pela torre de arrefecimento

Potência gasta pelo sistema de torre de arrefecimento: 52,5 kW

Para o cálculo do custo da energia elétrica a ser gasto foi necessário ter conhecimento dos horários referentes para um ciclo semanal tri-horário. Para o cálculo foi considerado apenas o horário de verão. Na Figura A15 e A16 pode observar-se o período das horas de ponta, cheia e vazio e as tarifas referentes cada período horário

Ciclo semanal tri-horário em Portugal Continental			
Período de hora legal de Inverno		Período de hora legal de Verão	
De segunda-feira a sexta-feira		De segunda-feira a sexta-feira	
Ponta:	09.30/12.00 h 18.30/21.00 h	Ponta:	09.15/12.15 h
Cheias:	07.00/09.30 h 12.00/18.30 h 21.00/24.00 h	Cheias:	07.00/09.15 h 12.15/24.00 h
Vazio:	00.00/07.00 h	Vazio:	00.00/07.00 h
Sábado		Sábado	
Cheias:	09.30/13.00 h 18.30/22.00 h	Cheias:	09.00/14.00 h 20.00/22.00 h
Vazio:	13.00/18.30 h 22.00/09.30 h	Vazio:	14.00/20.00 h 22.00/09.00 h
Domingo		Domingo	
Vazio:	00.00/24.00 h	Vazio:	00.00/24.00 h

**Figura A15** – Ciclo semanal tri-horário

Pot. Contratada (kVA)	Simples		Bi-Horário			Tri-Horário			
	Potência (€/Dia)	Energia (€/kWh)	Potência (€/Dia)	Energia (€/kWh) Fora Vazio	Energia (€/kWh) Vazio	Potência (€/Dia)	Ponta	Cheias	Vazio
1,15	0,0832	0,1408							
2,3	0,1461								
3,45	0,1568		0,1937			0,1939	0,3179	0,1634	0,0934
4,6	0,2037		0,2384			0,2376	0,3174	0,1629	0,0929
5,75	0,2506		0,2829	0,1990	0,0937	0,2807	0,3173	0,1630	0,0924
6,9	0,2973	0,1625	0,3275			0,3285	0,3182	0,1636	0,0936
10,35	0,4375		0,4610			0,4590	0,3176	0,1632	0,0927
13,8	0,5777		0,5950	0,1994	0,0936	0,5922	0,3177	0,1633	0,0927
17,25	0,7178		0,7290	0,2002	0,0935	0,7249	0,3183	0,1641	0,0925
20,7	0,8581		0,8629	0,2003	0,0935	0,8643	0,3192	0,1651	0,0935
27,6						1,3379			
34,5						1,6674	0,2878	0,1438	0,0805
41,4						1,9969			

**Figura A16** – Tarifas referentes ao período horário

$$\begin{aligned}
 & 52,5 \times \left( 0,3192 \times \frac{5}{24} + 0,1651 \times \frac{12}{24} + 0,0935 \times \frac{7}{24} \right) \times 334 + 52,5 \times \\
 & \quad \times \left( \frac{7}{24} \times 0,1651 + \frac{17}{24} \times 0,0935 \right) \times 334 + 52,5 \times 0,0935 \times 334 \\
 & = 6.737,02 \text{ €/ano}
 \end{aligned}$$

## A23 Cálculo da energia gasta pelo aerocondensador

Potência gasta pelos ventiladores do aerocondensador: 262,5 kW

$$\begin{aligned}
 & 262,5 \times \left( 0,3192 \times \frac{5}{24} + 0,1651 \times \frac{12}{24} + 0,0935 \times \frac{7}{24} \right) \times 334 + 262,5 \times \\
 & \quad \times \left( \frac{7}{24} \times 0,1651 + \frac{17}{24} \times 0,0935 \right) \times 334 + 262,5 \times 0,0935 \times 334 \\
 & = 33.685,10 \text{ €/ano}
 \end{aligned}$$

## Anexos B- Especificações dos equipamentos

Na Figura B1 apresenta-se as especificações técnicas da turbina a vapor selecionada

SST-110 steam turbine series	
Power output	up to 7 MW
Inlet steam pressure	up to 131 bar (a)
Inlet steam temperature	Dry saturated steam up to 530°C
Speed	According to driven machine
Exhaust pressure	Back pressure or condensing

Typical dimensions of the SST-110 series

Length: approx. 6 m incl. generator / Width: 2.8 m / Height: 3.2 m

**Figura B1** – Características da turbina a vapor selecionada

Na Figura B2 encontra-se as especificações *standard* dos tubos do condensador

### *Properties of Pipes, Tubes, and Screens*

**A.5-1** Dimensions of Standard Steel Pipe

Nominal Pipe Size (in.)	Outside Diameter		Sched- ule Number	Wall Thickness		Inside Diameter		Inside Cross- Sectional Area	
	in.	mm		in.	mm	in.	mm	ft <sup>2</sup>	m <sup>2</sup> × 10 <sup>4</sup>
1/8	0.405	10.29	40	0.068	1.73	0.269	6.83	0.00040	0.3664
			80	0.095	2.41	0.215	5.46	0.00025	0.2341
1/4	0.540	13.72	40	0.088	2.24	0.364	9.25	0.00072	0.6730
			80	0.119	3.02	0.302	7.67	0.00050	0.4620
3/8	0.675	17.15	40	0.091	2.31	0.493	12.52	0.00133	1.231
			80	0.126	3.20	0.423	10.74	0.00098	0.9059
1/2	0.840	21.34	40	0.109	2.77	0.622	15.80	0.00211	1.961
			80	0.141	3.57	0.546	13.87	0.00163	1.511
3/4	1.050	26.67	40	0.113	2.87	0.824	20.93	0.00371	3.441
			80	0.154	3.91	0.742	18.85	0.00300	2.791
1	1.315	33.40	40	0.133	3.38	1.049	26.64	0.00600	5.574
			80	0.179	4.55	0.957	24.31	0.00499	4.641
1 1/4	1.660	42.16	40	0.149	3.76	1.380	35.05	0.01040	9.648
			80	0.191	4.85	1.278	32.46	0.00891	8.275
1 1/2	1.900	48.26	40	0.145	3.68	1.610	40.89	0.01414	13.13
			80	0.200	5.08	1.500	38.10	0.01225	11.40
2	2.375	60.33	40	0.154	3.91	2.067	52.50	0.02330	21.65
			80	0.218	5.54	1.939	49.25	0.02050	19.05
2 1/2	2.875	73.03	40	0.203	5.16	2.469	62.71	0.03322	30.89
			80	0.276	7.01	2.323	59.00	0.02942	27.30
3	3.500	88.90	40	0.216	5.49	3.068	77.92	0.05130	47.69
			80	0.300	7.62	2.900	73.66	0.04587	42.61
3 1/2	4.000	101.6	40	0.226	5.74	3.548	90.12	0.06870	63.79
			80	0.318	8.08	3.364	85.45	0.06170	57.35
4	4.500	114.3	40	0.237	6.02	4.026	102.3	0.08840	82.19
			80	0.337	8.56	3.826	97.18	0.07986	74.17
5	5.563	141.3	40	0.258	6.55	5.047	128.2	0.1390	129.1
			80	0.375	9.53	4.813	122.3	0.1263	117.5
6	6.625	168.3	40	0.280	7.11	6.065	154.1	0.2006	186.5
			80	0.432	10.97	5.761	146.3	0.1810	168.1
8	8.625	219.1	40	0.322	8.18	7.981	202.7	0.3474	322.7
			80	0.500	12.70	7.625	193.7	0.3171	294.7

**Figura B2** – Dimensões Standard para tubos [24]

Na Figura B3 encontra-se as especificações técnicas das torres de arrefecimento



			
		<b>Technical Datasheet</b>	
<b>2 FXVS 1018C-24T-P/P</b>			
<b>Main Accessories :</b>			
<b>THERMAL DESIGN DATA</b>		<b>EVAPORATIVE COIL DATA - UNITARY</b>	
Requested capacity (overall/unitary)(@ 100% RPM).....	2741 / 1371 kW	Evaporative coil type.....	Bare / HDG
Max. capacity (overall/unitary)(@ 100% RPM).....	2828 / 1414 kW	Evaporative coil arrangement.....	Wet coil - 1 pass
Fluid type.....	20% EG	Evaporative coil inlet connections.....	(1x) ND 150
Freezing point.....	-9 °C	Evaporative coil outlet connections.....	(1x) ND 150
Requested fluid flow (overall/unitary).....	69.0 / 34.5 l/s	Evaporative coil volume.....	(1x) 1461.0 l
Max. fluid flow (overall/unitary).....	71.2 / 35.6 l/s	Evaporative coil surface.....	(1x) 268.0 m²
Entering wet bulb temp.....	21.0 °C	Evaporative coil dry weight.....	(1x) 3763.0 kg
Entering dry bulb temp.....	31.0 °C	<b>ELECTRICAL DATA - UNITARY</b>	
Process fluid inlet temperature.....	35.0 °C	<b>Fan motor</b>	
Process fluid outlet temperature.....	25.0 °C	General	
Operating mode.....	Wet	Fan motor BHP (Net mechanical output power at motor shaft).....	
<b>PHYSICAL DATA (including accessories) - UNITARY</b>		Fan motor oversized for.....	
Overall length.....	6190 mm	Total ESP.....	
Standard unit.....	5480 mm	Accessories total external static pressure.....	
Pump 1.....	710 mm	Customer external static pressure.....	
Overall width.....	2997 mm	Dry operation allowed.....	
Standard unit.....	2997 mm	Efficiency level fan motor.....	
Overall height.....	6230 mm	Fan motor voltage.....	
Standard unit.....	6230 mm	Frequency.....	
Shipping / operating weight.....	9810 / 15560 kg	Protection class.....	
Standard unit.....	9810 / 15560 kg	Mounting.....	
Heaviest section.....	6840 kg	Single speed	
Material option.....	BALTIPLUS	Fan motor power.....	
Overflow diameter.....	(1x) ND 80 mm	Fan full load current (Nominal Voltage).....	
Make up diameter.....	(1x) ND 40 mm	Fan synchro speed.....	
Drain diameter.....	(1x) ND 50 mm	Framesize.....	
Number of coils per unit.....	1	Spray pump motor power.....	
Exact unit dimensions and weights may be influenced by accessories/option combinations.		Efficiency level pump motor.....	
		Spray pump motor voltage.....	
		Frequency.....	
		Spray pump full load current.....	
		Spray pump synchro speed.....	
		Protection class	
		Mounting	
Customer: TATE IN THE NORTH, LIVERPOOL Project: Tate Gallery Project Office: User: jph		BAC ref.: COCT 1 2016-11-03 P 01/11 S01016 Opportunity ID: 25806	
		BALTIMORE AIRCOIL S20 VLS.1	

Figura B3 – Características da torre de arrefecimento selecionada [23]

Ainda relativamente à torre de arrefecimento na Figura B4 pode observar-se o desenho técnico da mesma sugerida pela *Baltimore*

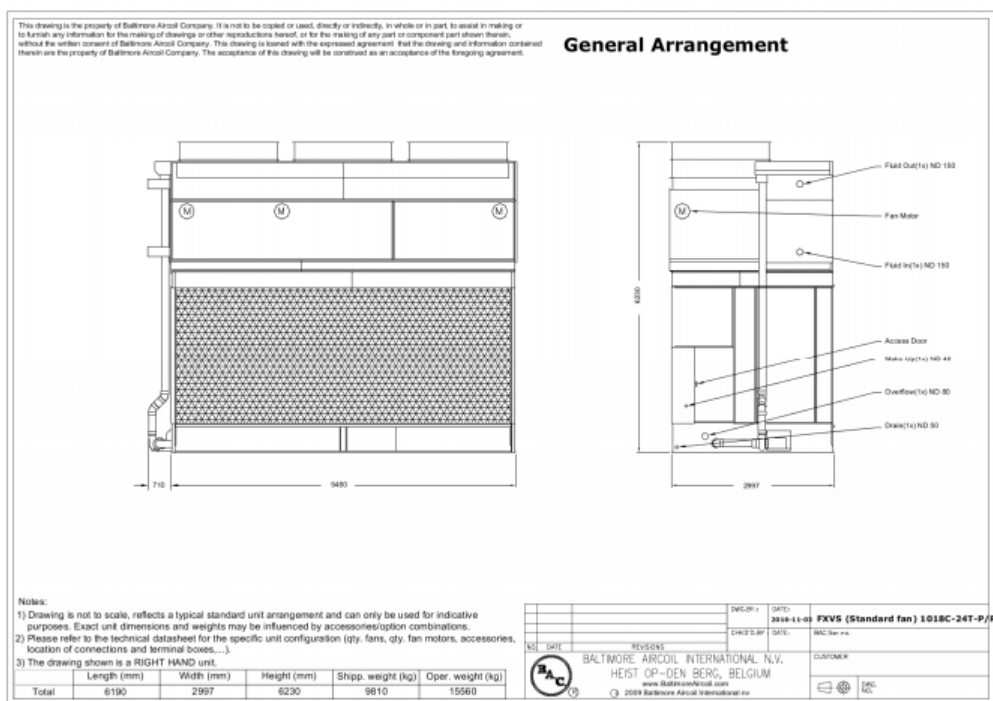
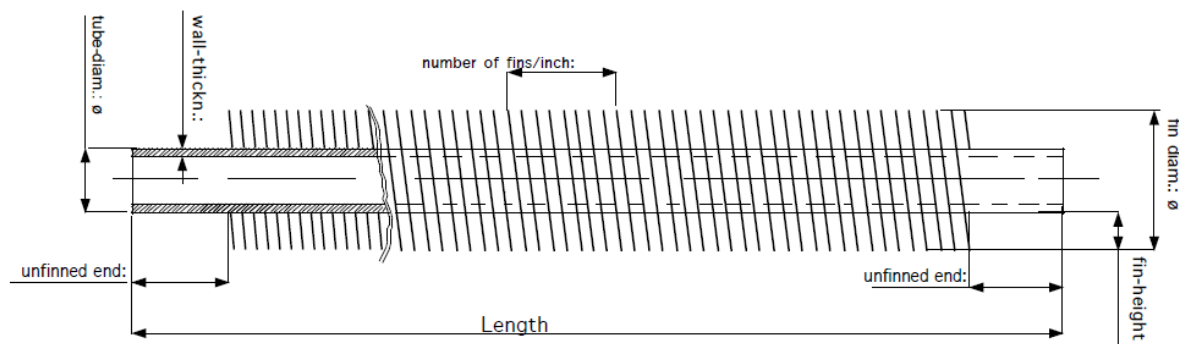


Figura B4 – Desenho técnico da torre [23]

Na Figura B5 encontram-se algumas especificações dos tubos selecionados para o cálculo do dimensionamento do aerocondensador



#### Altura das aletas

Polegadas	mm
3/8"	9,55
1/2"	12,70
5/8"	15,8

#### Número de aletas


Aletas por polegada	Aletas por metro
7	275
8	315
9	354
10	394
11	433
12	473

#### Diâmetros do tubo de base

Polegadas	mm
5/8"	15,88
3/4"	19,05
1"	25,40
1 1/4"	31,75
1 1/2"	31,75
1 3/4"	44,40
2"	50,80

Figura B5 – Especificações dos tubos alhetados [22]

Na Figura B5 encontram-se algumas especificações do ventilador selecionado para o aerocondensador



### HTP

Ventiladores axiais tubulares de alta pressão

Ventiladores axiais tubulares de alta pressão e grande robustez, especialmente projetados para instalações mineiras ou aplicações com grandes perdas de carga

**Ventilador:**

- Revestimento tubular em chapa de aço de grande espessura
- Suporte de motor soldado no revestimento.
- Diretrizes de alto rendimento aerodinâmico para ganho de pressão
- Ótima proteção superficial mediante aço de alta qualidade.
- Hélice de alto rendimento, construída em alumínio fundido

**Motor:**

- Direção do ar hélice-motor
- Ligação elétrica na caixa de bornes externa.
- Motores de eficiência IE2 para potências iguais ou superiores a 0,75 kW e inferiores a 7,5 kW, exceto monofásicos, 2 velocidades e 8 polos
- Motores de eficiência IE3 para potências iguais ou superiores a 7,5 kW, exceto monofásicos, 2 velocidades e 8 polos.
- Motores da classe F, com rolamentos de esferas, proteção IP-55
- Trifásicos 230/400 V-50 Hz (até 5,5 CV) e 400/690 V-50 Hz (potências superiores a 5,5 CV)

**Temperatura de funcionamento:**  
-20 °C +70 °C

**Acabamento:**

- Aço de alta proteção anticorrosivo, impressão especial e pintura de alta qualidade para ambientes corrosivos.

**Por encomenda:**

- Motores normalizados IP-55, motores ATEX e de 2 velocidades
- Estrutura total em aço inoxidável
- Estrutura em aço galvanizado a quente
- Motores de eficiências IE2 e IE3 para qualquer potência.

CÓD.	Modelo	Velocidade (r/min)	Potência instalada (kW)	Caudal máximo (m³/h)	Nível de pressão sonora dB (A)	PVP €
1005090	HTP-50-2T-4	2900	3,00	13850	82	1.907,50
1005091	HTP-50-2T-5.5	2870	4,00	16450	83	2.067,55
1005093	HTP-56-2T-5.5	2870	4,00	18050	88	2.209,20
1064044	HTP-56-2T-10 IE3	2870	7,50	25500	89	2.502,80
1064047	HTP-63-2T-10 IE3	2870	7,50	23850	94	2.866,90
1064050	HTP-63-2T-15 IE3	2940	11,00	29400	94	3.414,10
1064053	HTP-63-2T-20 IE3	2935	15,00	34400	97	3.838,75

Figura B5 – Características do ventilador selecionado para o aerocondensador